

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2004-278359

(43)Date of publication of application : 07.10.2004

(51)Int.Cl.

F02D 45/00

F02D 41/18

(21)Application number : 2003-068472

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP
TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB
INC

(22)Date of filing : 13.03.2003

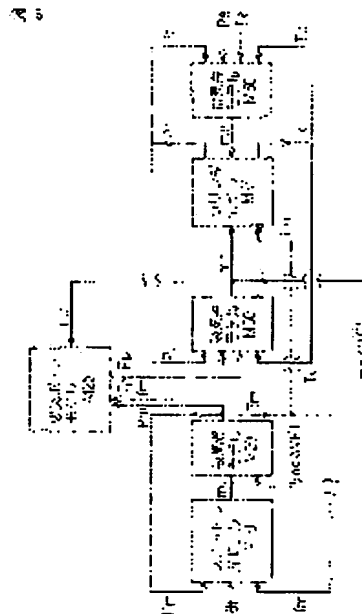
(72)Inventor : KONISHI MASAOKI
KATO JUNJI
NAEMURA ZENICHI

(54) INTAKE AIR VOLUME ESTIMATING DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an intake air volume estimating device of an internal combustion engine for improving the calculation accuracy of the cylinder filling intake air volume by accurately calculating a spitting flow rate to an intake port from a cylinder by taking into consideration the pressure of the intake port.

SOLUTION: When estimating an intake air flow rate m_c filled in the cylinder by using a throttle valve model M10, an intake pipe model M20, an intake valve model M30, a cylinder model M40, and a vent valve model M50 of modeling respective elements of an internal combustion engine intake system, when causing the spitting of making burnt gas in the cylinder flow backward to the intake port when opening/closing the intake valve, intake port pressure is calculated separately from intake pipe pressure by using an intake port model M25. Thus, since the accurate spitting gas volume is calculated by adding the influence of a local pressure increase in the intake port caused by spitting, the estimation accuracy of the cylinder filling intake air volume is improved.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

13.02.2006

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]

In the inhalation air content presumption equipment of the internal combustion engine which computes the restoration inspired air volume in a cylinder using the inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate which computed and computed the inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate based on the inlet-valve model formula beforehand defined using the pressure-of-induction-pipe force and cylinder internal pressure, It has an inlet port pressure presumption means to compute a cylinder inlet port pressure based on the inlet port model formula beforehand defined using said inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate, Inhalation air content presumption equipment of the internal combustion engine which presumes the restoration inspired air volume in a cylinder based on said inlet port pressure and cylinder internal pressure which were presumed.

[Claim 2]

Said inlet port pressure presumption means is inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 1 which computes the value same when the blow return to which the residual gas in a cylinder passes an inlet valve, and flows backwards to an inlet port has not arisen as the pressure-of-induction-pipe force as an inlet port pressure, and computes the pressure which added a part for the pressure buildup depended for blowing over the pressure-of-induction-pipe force when blow return has arisen as an inlet port pressure.

[Claim 3]

the volume of the imagination which becomes settled according to engine operational status based on the relation defined beforehand when said blow return has produced said inlet port pressure presumption means -- using -- said -- blowing -- the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 which computes an inlet port pressure, assuming the pressure-buildup width of face in this space at the time of presupposing that the gas which flows backwards to an inlet port flowed in the space of said virtual volume to be a part for said pressure buildup which depends for blowing.

[Claim 4]

said virtual volume -- further -- said -- blowing -- the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 3 which changes based on the relation beforehand defined according to the amount of the gas which flows in this space at the time of presupposing that the gas which flows backwards to an inlet port flowed in the space of said virtual volume, and the pressure-buildup width of face in this space.

[Claim 5]

Said inlet port pressure presumption means is inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 which computes a part for said pressure buildup depended for blowing based on the pressure loss in the inlet valve computed based on said inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate when said blow return has arisen.

[Claim 6]

Said inlet port pressure presumption means is inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 which computes a part for said inlet port pressure buildup depended for blowing based on the gas flow rate which flows into an inlet pipe, and said inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate from the inlet port computed based on an inlet port pressure and the pressure-of-induction-pipe force when said blow return has arisen.

[Claim 7]

Said inlet port pressure presumption means is inhalation air content presumption equipment of an internal

combustion engine according to claim 2 which has the amplitude and period which are defined based on the relation which defined beforehand a part for said inlet port pressure buildup after inlet-valve valve opening according to engine operational status when said blow return has arisen, and is computed as a sine function which makes the starting point the time of inlet-valve valve-opening initiation.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]

This invention relates to the inhalation air content presumption equipment which computes an internal combustion engine's inhalation air content in a detail by the formula which modeled an internal combustion engine's induction system about an internal combustion engine's inhalation air content presumption equipment.

[0002]

[Description of the Prior Art]

While dividing an internal combustion engine's induction system into elements, such as a throttle valve, an inlet pipe, an inlet valve, a cylinder, and an exhaust valve, modeling each element and expressing with a formula, the inhalation air content presumption equipment of the internal combustion engine using the so-called air model which calculates an engine's inhalation air content (restoration inspired air volume in a cylinder) by count is known by connecting between [each] models using a pressure, temperature, a flow rate, etc.

[0003]

With the inhalation air content presumption equipment using such an air model, it usually becomes possible to compute the restoration inspired air volume in a cylinder only by only whenever [engine rotational frequency and throttle valve-opening] in addition to atmospheric pressure and atmospheric temperature. Since the restoration inspired air volume in a cylinder is computable with the inhalation air content presumption equipment using such an air model with the count which used the model type, it is possible to compute an inhalation air content to responsibility fitness at the time of transient operation with the large change rate of whenever [throttle valve-opening] etc.

[0004]

As an example of the control unit of the internal combustion engine which performs this kind of inhalation air content presumption, there are some which were indicated by the patent reference 1, for example. The equipment of the patent reference 1 calculates the pressure of the inhalation-of-air style in each model, temperature, and a flow rate using physical laws, such as the law of conservation of energy, a law of mass conservation, and a law of conservation of momentum, while it divides an engine's inhalation-of-air system into each element of a throttle valve, the inlet pipe containing a surge tank, and an inlet valve and expresses these elements with a simulation model. The restoration inspired air volume in a cylinder is computed based on the inhalation-of-air flow rate which passes the inlet valve computed by the above.

[0005]

With the equipment of the patent reference 1, the restoration inspired air volume in a cylinder (namely, inspired air volume in a cylinder at the time of inlet-valve clausilium) is calculated as a value proportional to the pressure of the inlet pipe at the time of inlet-valve clausilium (surge tank), assuming that cylinder internal pressure is equal to the pressure-of-induction-pipe force (surge tank pressure) by the inhalation of air with which it filled up in the cylinder at the time of inlet-valve clausilium.

However, with the equipment of the above-mentioned patent reference 1, although the so-called blow return to which the gas in a cylinder flows backwards from an inlet valve to an inlet port with the pressure in a cylinder depending on an engine's service condition at the time of inlet-valve valve opening may arise in a actual engine, since this blow return is not taken into consideration, there is a problem to which the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder falls.

[0006]

These people have already proposed an internal combustion engine's inhalation air content presumption equipment using the air model which took into consideration account the blow return of a top by the application for patent No. 316350 [2001 to], in order to solve this problem.

The above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to], with public equipment, while dividing an engine's inhalation-of-air system into the element of a throttle valve, the inlet pipe containing a surge tank, and an inlet valve and modeling it, the air model which modeled the element of a cylinder and an exhaust valve further in addition to these is used. Although the throttle valve and the inlet pipe use the same model as the patent reference 1, he is trying to compute the restoration inspired air volume in a cylinder in consideration of the blow return at the time of inlet-valve valve opening mentioned above with the equipment of this application for patent No. 316350 [2001 to] by modeling an exhaust valve, a cylinder, and an inlet valve in addition to these, and computing the temperature of the inhalation of air in these elements, a pressure, and a flow rate using said each physical law.

[0007]

That is, with the equipment of the above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to], the pressure in a cylinder is computed based on physical laws, such as relation between each model, a law of mass conservation, and the law of conservation of energy, and the inhalation-of-air flow rate which passes an inlet valve based on the pressure-of-induction-pipe force and cylinder internal pressure is computed. This flow rate turns into a forward flow rate which goes in a cylinder from an inlet pipe, when the pressure-of-induction-pipe force is higher than the pressure in a cylinder, but it becomes a negative value when the pressure in a cylinder is higher than the pressure-of-induction-pipe force (i.e., when blow return has arisen). The restoration inspired air volume in a cylinder is calculated by integrating this inlet-valve passage inspired air volume by the 1 cycle inlet-valve valve-opening period.

[0008]

[Patent reference 1]

JP,2001-41095,A

[0009]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]

However, according to subsequent research, especially by having computed the inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate only based on the pressure-of-induction-pipe force and cylinder internal pressure containing a surge tank like the equipment of the above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to], it has become clear that the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder falls greatly by a service condition which is large, i.e., conditions which are large.

[0010]

since the inlet-pipe volume which blows and contains a surge tank compared with a flow rate although the pressure-of-induction-pipe force computed will be blown and it will go up according to a flow rate with the equipment of the above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to] if blow return arises is large -- blowing -- the lifting width of face of the pressure-of-induction-pipe force to produce becomes comparatively small. for this reason -- blowing -- a value with the comparatively large difference of the cylinder internal pressure at the time of generating, and the pressure-of-induction-pipe force -- becoming -- blowing -- the amount of the gas which flows out of the inside of a cylinder size-comes comparatively, and comes. Thus, also when cylinder internal pressure falls on count when [a lot of] it blows and a gas flows into an inlet pipe, and the inflow of the inhalation of air from an inlet port to into a cylinder is resumed, in order that the timing to which new mind flows in a cylinder may be overdue, the amount of the new mind with which it fills up in a cylinder decreases.

[0011]

however -- a actual engine -- the time of inlet-valve valve opening -- blowing -- the amount of the gas which flows backwards is smaller than the amount computed with the air model of the above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to], and the restoration inspired air volume in a cylinder (new air volume) becomes larger than the value computed with the above-mentioned model.

It is considered to be for a rapid local pressure buildup to arise into the inlet port part immediately after inlet-valve valve opening in a actual engine that blow in this way and a difference arises in an amount as a result of research.

[0012]

When blow return arises and especially bulb overlap is large, immediately after inlet-valve valve opening, the high speed almost near acoustic velocity blows from an inlet valve, and an air current flows into an inlet port. In the above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to], it has calculated the inlet-valve

passage inhalation-of-air flow rate (blowing flow rate) by this high-speed flow having flowed into the inlet pipe (surge tank), and the pressure in a surge tank having assumed it to go up to homogeneity. For this reason, the pressure buildup of a surge tank becomes comparatively small, since the difference of a surge tank and cylinder internal pressure becomes comparatively large with as, it is blown, and a flow rate becomes comparatively large.

[0013]

However, in the inlet port where it blows immediately after inlet-valve valve opening actually, and this air current flows since the rate of flow of an air current is high-speed, a rapid and local pressure buildup happens and an inlet port pressure becomes quite higher than a surge tank pressure. For this reason, immediately after inlet-valve valve opening, the pressure differential of an inlet port and the inside of a cylinder contracts by lifting of inlet port internal pressure, and, thereby, the blow return by the inlet port from a cylinder comes to be controlled.

[0014]

That is, it will blow actually by the local pressure buildup in the inlet port immediately after inlet-valve valve opening, and a flow rate will decrease.

For this reason, if it blows based on the pressure-of-induction-pipe force (surge tank pressure) and cylinder internal pressure and the flow rate is computed like the equipment of the above-mentioned application for patent No. 316350 [2001 to], in a service condition with the large bulb overlap to which it blows especially and a flow rate becomes large, the problem to which the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder falls greatly will arise.

[0015]

In view of the above-mentioned problem, by taking the pressure of an inlet port into consideration, it blows, a flow rate is computed and this invention aims at offering the inhalation air content presumption equipment of the internal combustion engine in which the thing from a cylinder to an inlet port for which the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder is raised is possible to accuracy.

[0016]

[Means for Solving the Problem]

According to invention according to claim 1, based on the inlet-valve model formula beforehand defined using the pressure-of-induction-pipe force and cylinder internal pressure, an inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate is computed. In the inhalation air content presumption equipment of the internal combustion engine which computes the restoration inspired air volume in a cylinder using the computed inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate It has an inlet port pressure presumption means to compute a cylinder inlet port pressure based on the inlet port model formula beforehand defined using said inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate. The inhalation air content presumption equipment of the internal combustion engine which presumes the restoration inspired air volume in a cylinder based on said inlet port pressure and cylinder internal pressure which were presumed is offered.

[0017]

That is, in invention of claim 1, since an inlet port pressure presumption means to presume an inlet port pressure apart from the pressure-of-induction-pipe force using the inhalation-of-air flow rate which passes an inlet valve is established, for example, also when blow return arises, an inlet port pressure blows based on the inlet port pressure and cylinder internal pressure which it was presumed by accuracy and presumed, and a flow rate comes to be computed by accuracy. For this reason, it becomes possible to blow and to presume the restoration inspired air volume in a cylinder to accuracy also at the time of operation of bulb overlap size with many gaseous amounts.

[0018]

According to invention according to claim 2, said inlet port pressure presumption means When the blow return to which the residual gas in a cylinder passes an inlet valve, and flows backwards to an inlet port has not arisen The same value as the pressure-of-induction-pipe force is computed as an inlet port pressure, and when blow return has arisen, the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 1 which computes the pressure which added a part for the pressure buildup depended for blowing over the pressure-of-induction-pipe force as an inlet port pressure is offered.

[0019]

That is, in invention of claim 2, an inlet port pressure presumption means computes an inlet port pressure as a pressure higher than the pressure-of-induction-pipe force in consideration of the pressure buildup depended for blowing, when blow return has arisen. Thereby, also when blow return has arisen, the amount of return [blow] comes to be controlled compared with the case where it is the former assumed that the

pressure-of-induction-pipe force and an inlet port pressure are equal, and it becomes possible to presume the restoration inspired air volume in a cylinder to accuracy.

[0020]

Moreover, the rate of the inhalation-of-air style which flows in a cylinder through an inlet port in the usual inhalation-of-air style which blow return has not produced is blown, and is far smaller than an air current. For this reason, a big pressure differential is not produced between an inlet pipe (surge tank) and an inlet port. Therefore, when blow return has not arisen, it is not necessary to compute an inlet port pressure separately, and the restoration inspired air volume in a cylinder can be computed using the value same as an inlet port pressure as the pressure-of-induction-pipe force.

[0021]

According to invention according to claim 3, said inlet port pressure presumption means When said blow return has arisen, the volume of the imagination which becomes settled according to engine operational status based on the relation defined beforehand is used. said -- blowing -- the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 which computes an inlet port pressure, assuming the pressure-buildup width of face in this space at the time of presupposing that the gas which flows backwards to an inlet port flowed in the space of said virtual volume to be a part for said pressure buildup depended for blowing is offered.

[0022]

That is, in invention of claim 3, when it assumes that it is the closed volume section with the volume which becomes settled according to engine operational status about an inlet port, and blows, it blows over this closed volume section at the time of generating and a gas flows, it is assumed that the pressure buildup of an inlet port arises. Thereby, the pressure buildup of an inlet port can be computed according to the quantity of gas of return [blow], and it becomes possible to compute the restoration inspired air volume in a cylinder to accuracy.

[0023]

according to invention according to claim 4 -- said virtual volume -- further -- said -- blowing -- the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 3 which changes based on the relation beforehand defined according to the amount of the gas which flows in this space at the time of presupposing that the gas which flows backwards to an inlet port flowed in the space of said virtual volume, and the pressure-buildup width of face in this space is offered.

[0024]

That is, in invention of claim 4, like claim 3, when blow return has arisen, it assumes that it is the volume section which closed the inlet port, and flows and blows over this volume section, and the pressure buildup of an inlet port is computed according to quantity of gas. However, in invention of claim 4, the volume of this closed volume section is not fixed, and it computes an inlet port pressure by assuming [that it can expand and] it according to the internal gas pressure force, namely, the virtual volume of an inlet port assuming it to change according to the pressure buildup of an inlet port. For example, the gas inside the volume section can assume expansion of the volume section to resist resistance of elastic resistance (spring), frictional resistance (dash pot), etc., and to expand the volume section. Thus, since it becomes possible to blow over accuracy further and to compute quantity of gas by modeling an inlet port as the volume section of the adjustable volume, it becomes possible more to compute the restoration inspired air volume in a cylinder to accuracy.

[0025]

According to invention according to claim 5, when said blow return has produced said inlet port pressure presumption means, the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 which computes a part for said pressure buildup depended for blowing based on the pressure loss in the inlet valve computed based on said inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate is offered.

[0026]

That is, based on the inhalation-of-air flow rate (namely, back run flow rate depended for blowing) which blows by invention of claim 5 and sometimes passes an inlet valve, the pressure drawdown (pressure loss of the passage of imagination containing an inlet valve and the inlet port part near an inlet valve) in an inlet valve is computed, and a part for an inlet port pressure buildup is computed based on this pressure loss. Since it blows, it sometimes blows by this and an inlet port pressure is computed according to a flow rate, it blows, a flow rate is computed by accuracy and the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder improves.

[0027]

According to invention according to claim 6, when said blow return has produced said inlet port pressure presumption means, the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 which computes a part for said inlet port pressure buildup depended for blowing based on the gas flow rate which flows into an inlet pipe, and said inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate from the inlet port computed based on an inlet port pressure and the pressure-of-induction-pipe force is offered.

[0028]

That is, in invention of claim 6, an inlet port pressure is computed based on a law of mass conservation using the quantity of gas (that is, an inlet valve is passed and it flows backwards to an inlet port blowing flow rate) which flows an inlet port pressure when blow return has arisen into an inlet port, and the quantity of gas (quantity of gas which flows backwards from an inlet port to a surge tank) which flows out of an inlet port. The quantity of gas which flows into an inlet port, and the quantity of gas which flows out of an inlet port can be calculated as a gas flow rate which passes drawing based on an inlet port pressure, the cylinder pressure force, and an inlet port pressure and the pressure-of-induction-pipe force, respectively. Thereby, since an inlet port pressure is computed by accuracy, the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder improves.

[0029]

According to invention according to claim 7, when said blow return has produced said inlet port pressure presumption means, it has the amplitude and period which are defined based on the relation which defined beforehand a part for said inlet port pressure buildup after inlet-valve valve opening according to engine operational status, and the inhalation air content presumption equipment of an internal combustion engine according to claim 2 computed as a sine function which makes the starting point the time of inlet-valve valve-opening initiation is offered.

[0030]

That is, in invention of claim 7, the temporal response of the inlet port pressure buildup after inlet-valve valve opening when blow return has arisen is assumed to be a sine function, for example, it asks for the amplitude of this function, and a period beforehand based on the experimental value as a function of engine operational status (for example, an engine engine speed, a load, the amount of bulb overlap, etc.). By computing an inlet port pressure using the function based on such an actual measurement, since [near a more nearly actual value / being exact] it blows and a flow rate is computed, the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder improves.

[0031]

[Embodiment of the Invention]

Hereafter, the operation gestalt of this invention is explained using an accompanying drawing.

Drawing 1 is drawing showing the outline configuration of the operation gestalt at the time of applying the inhalation air content presumption equipment of this invention to a jump-spark-ignition type engine.

[0032]

In drawing 1, a reference mark 10 shows a jump-spark-ignition type internal combustion engine body. With this operation gestalt, although the 4-cylinder gasoline engine is used as an internal combustion engine 10, this invention is not necessarily limited to a 4-cylinder gasoline engine, and can be applied also to the internal combustion engine of other formats.

[0033]

An engine 10 has a cylinder 21, a piston 22, and a crankshaft 24, and the combustion chamber 25 is formed in the piston 22 upper part in a cylinder 21.

Moreover, the phase angle of the inhalation-of-air cam shaft which drives the inlet valve 32 which opens and closes the inlet port 31 which is open for free passage to a combustion chamber 25, and an inlet port 31 to the cylinder head of the cylinder 21 upper part, and an inlet valve 32, and the amount of valve lifts of an inlet valve 32 are prepared in the inlet-valve control unit 33 which can be changed continuously. It is the actuator of the inlet-valve control device 33 which 33a shows to drawing 1. Moreover, the fuel injection valve 39 which injects a fuel is formed in the inlet port in the inlet port 31.

[0034]

Moreover, the exhaust air cam shaft 36 which carries out closing motion actuation of the exhaust valve 35 which opens and closes an inlet port 31, the exhaust port 34 which is open for free passage to a combustion chamber 25 similarly, and an exhaust port, and the exhaust valve 35 is formed in the cylinder head of the cylinder 21 upper part.

Furthermore, the firing circuit (ignitor) 38 which faces the cylinder head of the cylinder 21 upper part in a combustion chamber 25, and supplies high tension to an ignition plug 37 and an ignition plug is formed.
[0035]

An engine's 10 induction system 40 is equipped with the surge tank 44 formed in the inlet pipe 41 connected to the inlet port 31 of each cylinder of an engine through the inlet manifold, and the inlet pipe 41, the air cleaner 42 formed in inlet-pipe 41 inlet port, and the throttle valve 43 arranged at the surge tank 44 upstream of an inlet pipe 41.

[0036]

With this operation gestalt, the throttle valve 43 is equipped with actuator 43a of proper formats, such as a stepper motor, and let it be the so-called electronic throttle valve which can take the independent opening with accelerator pedal 82 actuation of an operator.

[0037]

Moreover, it is inhaled by the inlet pipe 41 of the throttle-valve 43 upstream at an inlet pipe, and the air flow meter 61 which detects the inhalation air content which passes a throttle valve 43 and flows is formed. With this operation gestalt, the air flow meter 61 is used as the hotwire flow meter, and the intake-air-temperature sensor 62 which detects an intake-air temperature, and the atmospheric pressure sensor 63 which detects atmospheric pressure are formed in about 61 air flow meter.

[0038]

Moreover, an engine's 10 exhaust system 50 is equipped with the exhaust pipe 52 connected to the exhaust port 34 of each cylinder through the exhaust manifold 51. What 53 shows to drawing 1 is the catalytic converter which contained the exhaust air clarification catalyst.

What 80 shows to drawing 1 is an electronic control unit (ECU) which controls an engine 10. ECU80 performs exact inhalation air content presumption which was the microcomputer of a well-known configuration of having connected the backup RAM84 grade which can hold the content of storage by the bidirectional bus even if CPU81, ROM82, RAM83, the input/output interface 85, and the power source were disconnected, and basic control of engines, such as ignition timing and fuel-injection control, was performed, and also took blow return into consideration based on the air model later mentioned with this operation gestalt.

[0039]

The signal corresponding to an intake-air temperature (atmospheric temperature) and atmospheric pressure in the signal corresponding to the inhalation air content (mass flow) which flows into a throttle valve 43 from the heat ray type air flow meter 61 is inputted into the input/output interface 85 of ECU80 from the intake-air-temperature sensor 62 and the atmospheric pressure sensor 63 again, respectively for these control. The output of the intake-air-temperature sensor 62 and the atmospheric pressure sensor 63 is used in order to amend the inhalation air content detected with the air flow meter 61 according to atmospheric temperature and atmospheric pressure.

In addition, although not explained to a detail, with this operation gestalt, the inhalation air content detected with the air flow meter 61 is used for amending the inhalation air content computed using the air model mentioned later.

[0040]

The voltage signal corresponding to an operator's amount of accelerator pedal treading in (accelerator opening) is inputted, respectively from the accelerator opening sensor 71 by which the voltage signal corresponding to throttle-valve 43 opening was formed in about 82 accelerator pedal of an engine from the sensor 64 whenever [throttle valve-opening / which was prepared in about 43 throttle valve], and also the pressure-of-induction-pipe force is inputted into the input/output interface 85 of ECU80 from the intake-pressure sensor 65 arranged at the surge tank 44.

[0041]

furthermore -- this operation gestalt -- O₂ sensor 70 is formed in the catalytic-converter 53 upstream of an exhaust pipe 52, the circulating-water-temperature sensor 69 is formed in an engine's 10 cooling water path, respectively, and the inlet-valve lift sensor 67 has inputted the amount of lifts, exhaust air oxygen density, and engine circulating water temperature of an inlet valve 32 into the input/output interface 85 of ECU80 at the inlet-valve control device 33, respectively.

[0042]

The crank angle sensor arranged near the crankshaft shows that a sign 66 shows to drawing 1 by the cam angle sensor arranged near the inhalation-of-air cam shaft, and 68.

The cam angle sensor 66 outputs a cam position signal, whenever 180 degrees of crankshafts 24 rotate, and

the crank angle sensor 68 outputs a criteria crank location pulse signal with pulse width wider than the above-mentioned crank angle-of-rotation pulse signal, whenever a crankshaft 24 takes a criteria revolution location, while outputting a crank angle-of-rotation pulse signal, whenever a crankshaft 24 carries out a fixed include-angle (for example, 10 degrees) revolution (whenever the 1st cylinder arrives at a top dead center).

[0043]

These signals are inputted into the interface 85 of ECU80. ECU80 computes the revolution location (crank angle) of a crankshaft from the number of the crank angle-of-rotation pulse signals after a criteria crank location pulse signal input while computing engine rotational speed (rotational frequency) from spacing of for example, a crank angle-of-rotation pulse signal. Moreover, the cam position signal inputted from the cam angle sensor 66 is used for computing the valve timing of an inlet valve with a crank angle.

[0044]

Moreover, with this operation gestalt, the exhaust gas pressure P_e of an exhaust port, the exhaust-gas-temperature sensor which detects temperature T_e , and the exhaust-pressure sensor are formed in the exhaust port of a cylinder, respectively (not shown), and the signal corresponding to an exhaust-gas temperature P_e and exhaust gas pressure T_e is inputted into the interface 85 of ECU80, respectively.

[0045]

With this operation gestalt, ECU80 computes the fuel oil consumption f_c in the cylinder as $f_c = K_I \times M_c$ using the inspired air volume M_c with which an engine's 10 cylinder 20 is filled up. K_I is a conversion factor which becomes settled according to an engine air-fuel ratio.

[0046]

Moreover, ECU80 computes the inspired air volume (restoration inspired air volume in a cylinder) M_c with which a cylinder 20 is filled up using the air model formula which modeled an engine's 10 induction system 40.

[0047]

With this operation gestalt, the applicant for this patent uses fundamentally the restoration inspired-air-volume calculation approach in a cylinder based on the air model proposed by the application for patent No. 316350 [2001 to]. Therefore, in order to explain the restoration inspired-air-volume M_c calculation approach in a cylinder of this operation gestalt, the restoration inspired-air-volume M_c calculation approach in a cylinder in an application for patent No. 316350 [2001 to] is explained briefly first.

[0048]

An engine's 10 induction system 40 is disassembled into a throttle valve, the inlet pipe containing a surge tank, an inlet valve, a cylinder, and five elements of an exhaust valve, and he expresses each element with a simulation model, and is trying to compute the inspired air volume (restoration inspired air volume in a cylinder) M_c with which it fills up in a cylinder eventually with this operation gestalt by mathematizing the pressure of the inhalation of air which flows the inside of an element, temperature, and a flow rate.

[0049]

Hereafter, each model is explained.

(1) Throttle-valve model

A throttle-valve model is given as flow of the gas which passes drawing (throttle valve-opening regio oralis) as fundamentally shown in drawing 2 .

[0050]

That is, as shown in drawing 2 , when a throttle valve 43 is considered as drawing, the gas flow rate m_t which passes a throttle valve 43 as known well becomes settled with the gas pressure force before and behind a throttle valve, temperature, and throttle-valve 43 opening area, and is expressed with the throttle-valve model formula of the following several 1 or several 2.

[0051]

[Equation 1]

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_a \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_a}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_a} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0052]

[Equation 2]

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_m \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_m} \left[\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1} \right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_m} - \frac{1}{\kappa + 1} \right)^2 \right]}$$

[0053]

Here, several 1 is carrying out the table of the throttle-valve passage air flow rate when the pressure of the throttle-valve 43 upstream is lower than the pressure of the downstream and, as for several 2, the back run has produced the throttle-valve passage inhalation-of-air flow rate of the usual direction of inhalation-of-air flow (forward feed) when the pressure of the throttle-valve 43 upstream (atmospheric-air side) is higher than the pressure of the downstream (inlet-pipe side), respectively.

[0054]

In several 1 and several 2, $C_t(\theta_t)$ is a flow coefficient, $A_t(\theta_t)$ is a throttle valve opening area, and $C_t(\theta_t)$ and $A_t(\theta_t)$ are the functions of θ_t whenever [throttle valve-opening], respectively. P_a is the pressure of the throttle-valve upstream, and P_m expresses atmospheric pressure with this operation gestalt, and it expresses the pressure-of-induction-pipe force with this operation gestalt by the pressure of the throttle-valve downstream. Moreover, T_a and T_m are the intake-air temperatures of the throttle-valve upstream and the downstream, respectively, atmospheric temperature and whenever [inlet-pipe internal temperature], R expresses a gas constant and κ expresses the ratio of specific heat of inhalation of air with this operation gestalt, respectively. In addition, with this operation gestalt, R and κ are treated as constant value.

[0055]

In this operation gestalt, a flow coefficient $C_t(\theta_t)$ and the throttle valve opening area $A_t(\theta_t)$ are beforehand computed by every θ_t whenever [throttle valve-opening], and are stored in ROM82 of ECU80 in the form of a numerical map.

As shown in several 1 and several 2, the throttle-valve model of this operation gestalt is a model formula which considers [whenever / atmospheric pressure P_a and pressure-of-induction-pipe force P_m , atmospheric temperature T_a or inlet-pipe internal temperature] the throttle-valve passage inhalation-of-air flow rate m_t as an output by considering θ_t as an input whenever [T_m and throttle valve-opening].

[0056]

(2) Inlet-pipe model

Drawing 3 shows an inlet-pipe model. An inlet-pipe model computes the pressure-of-induction-pipe force P_m and temperature T_m using a law of mass conservation and the law of conservation of energy based on the inhalation-of-air flow rate which flows in the space of the fixed volume, and the inhalation-of-air flow rate flowing out.

[0057]

Since the inhalation-of-air style which flows into the volume section V_m is a throttle-valve passage inhalation-of-air style as shown in drawing 3 when the volume of the inlet pipe 41 containing the surge tank 44 from a throttle valve 43 to an inlet valve 32 is set to V_m , an inflow inhalation-of-air flow rate serves as m_t , and an intake-air temperature serves as T_a .

[0058]

Moreover, the inhalation-of-air flow rate which flows out of the volume section V_m is the inhalation-of-air flow rate m_c with which passes an inlet valve and a cylinder is filled up, and the temperature of this inhalation-of-air style turns into the inlet-pipe temperature T_m .

[0059]

Therefore, the four following are drawn for the three following from the law of conservation of energy from a law of mass conservation, respectively.

[0060]

[Equation 3]

$$d(P_m / T_m) / dt = (R / V_m) \cdot (m_t - m_c)$$

[0061]

[Equation 4]

$$dP_m / dt = \kappa \cdot (R / V_m) \cdot (m_t \cdot T_a - m_c \cdot T_m)$$

[0062]

With this operation gestalt, in order to perform data processing in ECU80, the following several 5 and several 6 formulas which integrated with several 3 and several 4 and were discretized are used.

[0063]

[Equation 5]

$$\frac{P_m}{T_m}(k) = \frac{P_m}{T_m}(k-1) + \Delta t \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) - m_c AVE(k-1))$$

[0064]

[Equation 6]

$$P_m(k) = P_m(k-1) + \Delta t \kappa \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) T_a - m_c AVE(k-1) T_m(k-1))$$

[0065]

Here, Subscript k expresses the value at the time of count activation, k-1 expresses the value at the time of count activation last time this time, and deltat expresses between the difference minutes at the time of being discretized (for example, mesh for about 8ms). Moreover, mcAVE in several 5 and several 6 formulas: It is the time amount average crossed to a part for the 1 cycle intake stroke of the inhalation-of-air flow rate mc in a cylinder mentioned later.

[0066]

The inlet-pipe temperature T_m is computed as $T_m = P_m / (P_m / T_m)$ using P_m / T_m calculated from several 5, and P_m calculated from several 6.

(3) Inlet-valve model

An inlet-valve model is a model showing the inhalation-of-air style which passes an inlet valve 32, as shown in drawing 4, and it is fundamentally expressed as a throttle-valve model as an inhalation-of-air style which

passes drawing (inlet-valve opening area) similarly.

[0067]

Therefore, an inlet-valve model is expressed with the several 7 and several 8 following formula like the above-mentioned throttle-valve model (several 1, several 2).

[0068]

[Equation 7]

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_m \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_m} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0069]

[Equation 8]

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_c} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0070]

Here, the pressure-of-induction-pipe force and temperature, and P_c and T_c of the inhalation-of-air flow rate to which m_c passes an inlet valve, i.e., the inspired air volume with which it fills up in unit time amount in a cylinder, and P_m and T_m are cylinder internal pressure and temperature. Moreover, $C_{iv}(L)$ is a flow coefficient, and the function of the amount L of lifts of an inlet valve and $A_{iv}(L)$ are the opening area of an inlet valve 32, and it serves as a function of the amount L of lifts similarly.

[0071]

In this operation gestalt, the product value $C_{iv}(L)$ and the value of $A_{iv}(L)$ are calculated to L value each, and are stored in ROM82 of ECU80 in the form of a numerical table.

Like the throttle-valve model (several 1, several 2), several 7 has the pressure-of-induction-pipe force P_m larger than the cylinder internal pressure P_c , and is carrying out the table of the case where several 8 P_m is smaller than P_c , and the inhalation of air out of a cylinder is flowing backwards the case where inhalation of air is flowing in a cylinder, to the inlet pipe, respectively.

[0072]

As shown in several 7 and several 8, the inlet-valve model of this operation gestalt outputs [whenever / pressure-of-induction-pipe force P_m , cylinder internal pressure P_c , and inlet-pipe internal temperature] the inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate m_c whenever [T_m or cylinder internal temperature] by considering T_c and the amount L of inlet-valve lifts as an input.

The five above-mentioned inlet-pipe model formulas and the average inhalation-of-air flow rate m_{cAVE} used by several 6 are the values which m_c (ed) the value M_c with which it integrated over the whole inlet-valve passage air flow rate m_c intake stroke computed by several 7 and several 8 by the time amount T (180CA) which is equivalent to 180 degrees of crank angles in m_c .

[0073]

Namely, $m_{cAVE} = M_c / T$ (180CA)

(4) Cylinder model

Although the cylinder model of this operation gestalt is expressed as a model with which the inhalation of air of a flow rate m_c and temperature T_m flows into the closed space (V_c is the function of a crank angle) of the volume V_c (adjustable) per unit time amount from an inlet valve fundamentally as shown in drawing 5 It is given as a model with which exhaust air of a flow rate m_e and temperature T_e flows during inlet-valve

valve opening in consideration of the flow of the exhaust air which passes an exhaust valve from an exhaust port and flows backwards in a cylinder in addition to the inhalation-of-air style from an inlet valve.

[0074]

That is, in the cylinder model of this operation gestalt, m_c , m_e , T_m , and T_e (and crank angle) are considered as an input, and the total amount M_c of the inhalation of air with which it filled up in the cylinder into the cylinder internal pressure P_c , temperature T_c , and an intake stroke is outputted.

[0075]

A cylinder model is fundamentally expressed with the nine following based on the law of conservation of energy.

[0076]

[Equation 9]

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{\kappa R T_m}{V_c} \cdot m_c + \frac{\kappa R T_e}{V_c} \cdot m_e - \frac{\kappa P_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{dt} + (\kappa - 1) \frac{Q_w}{V_c}$$

[0077]

Here, Q_w is a heating value given to inhalation of air from a cylinder wall, an inlet port wall surface, etc.

[0078]

Moreover, T_c is expressed with the ten following from a gaseous equation of state whenever [cylinder internal temperature].

[0079]

[Equation 10]

$$T_c = (P_c \cdot V_c) / (M_{c1} \cdot R)$$

[0080]

Here, M_{c1} is the restoration inspired air volume from the time of inlet-valve valve opening, and is given as an integral value of the inflow gas flow rate ($m_c + m_e$) from the inlet valve and exhaust valve from the time of inlet-valve valve opening to current (at the time of T_c count).

[0081]

By the form of this as, since nine above cannot be calculated by ECU80, it is changed to a discretization format and used in the following several 11 forms.

[0082]

[Equation 11]

$$P_c(t + \Delta t) = P_c(t) + \left(\frac{\kappa R T_m(t)}{V_c(t)} \cdot m_c(t) - \frac{\kappa R T_e(t)}{V_e(t)} \cdot m_e(t) - \frac{\kappa P_c(t)}{V_c(t)} \cdot \frac{dV_c(t)}{dt} + \frac{k-1}{V_c(t)} Q_w(t) \right) \cdot \Delta t$$

[0083]

In addition, Δt in several 11 is between the difference minutes at the time of several 9 being discretized (in a cylinder model, compared with the case of an inlet-pipe model, Δt is set up short, for example, is set as the mesh for about 1ms).

[0084]

Moreover, the exhaust valve passage flow rate m_e is calculated with the exhaust valve model explained below.

(5) Exhaust valve model (drawing 7 , M50)

An exhaust valve model is a model which outputs the exhaust valve passage flow rate m_e like an inlet-valve model by considering the pressure, the temperature, P_e and T_e and the cylinder pressure force, the temperature P_c and T_c , and the crank angle of an exhaust port as an input.

[0085]

Drawing 6 shows an exhaust valve model. As shown in drawing 6 , the exhaust valve model is fundamentally the same as an inlet-valve model, and an exhaust valve passage flow rate is given by several 12 or several 13.

[0086]

[Equation 12]

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_e \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_e}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_e} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0087]

[Equation 13]

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_c \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

Several 12 shows the case where exhaust air flows from several 13 cylinder to an exhaust port, respectively, when exhaust air flows backwards in a cylinder from an exhaust port (when P_c is higher than P_e). (namely, when the cylinder internal pressure P_c is lower than the exhaust port pressure P_e) In addition, $C_{ev}(L)$ and $A_{ev}(L)$ are the flow coefficients and opening area of an exhaust valve 35, respectively, and both serve as a function of the amount L of lifts of an exhaust valve.

[0088]

In addition, although the exhaust port pressure P_e and an exhaust-gas temperature T_e are detected with this operation gestalt by the exhaust-pressure sensor and exhaust-gas-temperature sensor (not shown) which were formed in the exhaust port, since it is comparatively small, the pressure loss of an exhaust air system can also be calculated by assuming P_e to be equal to atmospheric pressure in approximation instead of an exhaust-pressure sensor detecting an exhaust pressure.

Moreover, an exhaust-gas temperature T_e considers abbreviation etc. as whenever [cylinder bashful temperature], and is hurt, and you may make it substitute T_c whenever [cylinder internal temperature] similarly, without forming an exhaust-gas-temperature sensor also about an exhaust-gas temperature T_e .

[0089]

Drawing 7 is the block diagram showing the whole air model which consists of the throttle-valve model explained above, an inlet-pipe model, an inlet-valve model, a cylinder model, and an exhaust valve model. The model formula of each model element, an input and an output, the relation between each model element, the calculation process of the restoration inspired air volume M_c in a cylinder, etc. are again summarized using drawing 6 .

[0090]

(A) Throttle-valve model (drawing 7 , M10)

(1) Formula

[0091]

[Equation 14]

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_a \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_a}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_a} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0092]

[Equation 15]

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_m \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_m} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0093]

(2) Input

- Throttle valve-opening whenever θ_{tat}
- Atmospheric pressure P_a (atmospheric pressure sensor 63 output)
- Atmospheric temperature T_a (intake-air-temperature sensor 62 output)
- Pressure-of-induction-pipe force P_m
- Inlet-pipe temperature T_m (in the case of several 15 (at the time of a back run))

(3) Output

- Throttle-valve passage inhalation-of-air flow rate m_t

(B) Inlet-pipe model (drawing 7 , M20)

(1) Formula

[0094]

[Equation 16]

$$\frac{P_m}{T_m}(k) = \frac{P_m}{T_m}(k-1) + \Delta t \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) - m_{cAVE}(k-1))$$

[0095]

[Equation 17]

$$P_m(k) = P_m(k-1) + \Delta t \kappa \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) T_a - m_{cAVE}(k-1) T_m(k-1))$$

[0096]

[Equation 18]

$$T_m(k) = \frac{P_m(k)}{\frac{P_m}{T_m}(k)}$$

[0097]

(2) Input

- Throttle-valve passage inhalation-of-air flow rate $m_t(k-1)$
- Inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate mc_{AVE} (average) (k-1)
- $P_m(k-1)$, $T_m(k-1)$ ($k(P_m/T_m)-1$),

(3) Output

- Pressure-of-induction-pipe force $P_m(k)$
- Inlet-pipe temperature $T_m(k)$

(C) Inlet-valve model (drawing 7 , M30)

(1) Formula

[0098]

[Equation 19]

$$mc = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_m \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_m} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0099]

[Equation 20]

$$mc = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_c} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0100]

(2) Input

- Pressure-of-induction-pipe force P_m
- Inlet-pipe temperature T_m
- Cylinder pressure force P_c
- It is T_c (in the case of several 20 (at the time of a back run)) whenever [cylinder internal temperature].
- The amount L of valve lifts (from a crank angle to calculation)

(3) Output

Inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate mc (instantaneous value)

- Inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate mc_{AVE} (average)

(D) Cylinder model (drawing 7 , M40)

(1) Formula

[0101]

[Equation 21]

$$P_c(t + \Delta t) = P_c(t) + \left(\frac{\kappa R T_m(t)}{V_c(t)} \cdot m_c(t) - \frac{\kappa R T_e(t)}{V_e(t)} \cdot m_e(t) - \frac{\kappa P_c(t)}{V_c(t)} \cdot \frac{dV_c(t)}{dt} + \frac{k-1}{V_c(t)} Q_w(t) \right) \cdot \Delta t$$

[0102]

[Equation 22]

$$T_c = (P_c \cdot V_e) / (M c_1 \cdot R)$$

[0103]

(2) Input

- Cylinder capacity V_c (from a crank angle to calculation)
- Inlet-valve passage inspired air volume m_c (instantaneous value)
- It is T_m whenever [inlet-pipe internal temperature].
- Exhaust valve passage inspired air volume m_e
- Exhaust-gas temperature T_e

(3) Output

- Cylinder pressure force P_c
- It is T_c whenever [cylinder internal temperature].
- Restoration inspired air volume M_c in a cylinder

(E) Exhaust valve model (drawing 7 , M50)

(1) Formula

[0104]

[Equation 23]

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_e \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_e}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_e} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0105]

[Equation 24]

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_c \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0106]

(2) Input

- Exhaust pipe pressure P_e
- Exhaust pipe temperature T_e
- Cylinder pressure force P_c
- It is T_c (in the case of several 24) whenever [cylinder internal temperature].
- The amount L of valve lifts (from a crank angle to calculation)

(3) Output

Exhaust valve passage inhalation-of-air flow rate m_e (instantaneous value)

As mentioned above, the input of models other than a throttle-valve model and an exhaust valve model, i.e., an inlet-pipe model, an inlet-valve model, and a cylinder model can use the output value of other models except [all] a crank angle. Moreover, a crank angle is computable as a function of the engine rotational frequency NE .

[0107]

Furthermore, the input of a throttle-valve model can also use the output value of other models except for throttle valve-opening whenever $\theta(t)$, an atmospheric pressure P_a , and atmospheric temperature T_a . And since atmospheric pressure P_a and atmospheric temperature T_a do not change, they may be considered to be abbreviation constant value for a short time.

Therefore, in the air model shown in drawing 7 , if throttle valve-opening whenever $\theta(t)$, the engine rotational frequency NE and exhaust gas pressure P_e , and temperature T_e become settled fundamentally, the restoration inspired air volume m_c in a cylinder is computable.

[0108]

concrete -- for example, the time of engine start up -- as initial value -- P_m and P_c -- atmospheric pressure P_a -- T_m and T_c -- atmospheric temperature T_a -- moreover, m_c is set as flow rates m_t and 0, respectively, and above-mentioned several 14 to 24 is calculated using throttle valve-opening whenever $\theta(t)$ and a crank angle (P_e and T_e use an actual measurement).

And count of several 14 to several 24 next time is performed using values, such as P_m and $P_c T_m$ which were obtained as a result, and T_c , m_t , m_c , m_e . And this count is repeated using the value of θ at that event (t), and NE , and values, such as P_m , t_m , m_t , m_c , m_e , etc. which were calculated by the last count, at predetermined spacing (for example, about 8ms) from the time of engine start up. Thereby, it converges on a actual value in a short time after count initiation, and P_m , t_m , m_t , m_c , etc. must come to be in agreement with the actual restoration inspired air volume in a cylinder.

[0109]

In the above-mentioned conventional air model, in the inlet-valve model (drawing 4), since inspired-air-volume presumption also in consideration of the case (several 20) where the back run to an inlet port arises from a cylinder is performed, for example, also when a lot of [the amount of bulb overlap is large and] blow return arises, the restoration inspired air volume in a cylinder should be presumed by accuracy. However, actually, as mentioned above, since the conventional air model is blown and is not taking into consideration the local pressure buildup in the inlet port at the time, the problem to which it blows over, and the presumed precision of the restoration inspired air volume in a cylinder falls especially when an amount is large produces it.

[0110]

In this invention, the presumed precision of the restoration inspired air volume in a cylinder is raised by dividing and modeling an inlet pipe and an inlet port to the above-mentioned conventional air model, blowing using an inlet port model, and computing the inlet port pressure at the time of generating as a value with the separate pressure-of-induction-pipe force.

Drawing 8 is the same block diagram as drawing 7 explaining the whole air model configuration of this operation gestalt.

[0111]

As shown in drawing 8 , with this operation gestalt, the point that the inlet port model M25 is formed between the inlet-pipe model M20 and the inlet-valve model M30 is different.

Although later mentioned about the detail of the inlet port model M25, he computes the inlet port pressure P_p using this inlet port model M25, and is trying to compute the inlet-valve passage flow rate m_c using several 25 shown below instead of several 20, and several 26 with this operation gestalt. Here, several 25 is the case where blow return has produced several 26 in the inlet port, when the blow return by the inlet port has not arisen (namely, when it is $P_p < P_c$). (namely, when it is $P_p \geq P_c$)

[0112]

[Equation 25]

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_p \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_p} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0113]

[Equation 26]

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa + 1}\right)^2 - \left(\frac{P_p}{P_c} - \frac{1}{\kappa + 1}\right)^2}$$

[0114]

When the blow return from a cylinder has arisen, with the inlet port model M25 of this operation gestalt, the inlet port pressure P_p is computed as a pressure higher than P_m separately from the pressure-of-induction-pipe force P_m here, so that it may mention later, but when blow return has not arisen, a value equal to the pressure-of-induction-pipe force P_m as an inlet port pressure P_p is used, and it does not perform computing the inlet port pressure P_p separately from the pressure-of-induction-pipe force P_p .

[0115]

That is, the air model of drawing 8 becomes the same as that of the model of drawing 7, when the blow return from a cylinder has not arisen.

In order to blow at the time of inlet-valve valve-opening initiation and for the local pressure buildup of the inlet port by the air current to also be reflected in an inlet-valve passage flow rate by accuracy by this, also in operational status with large bulb overlap, the restoration inspired air volume in a cylinder comes to be computed by accuracy.

[0116]

Drawing 9 is a flow chart which shows the outline of inlet-valve passage flow rate calculation actuation in which the inlet port model M25 of this operation gestalt was used. This actuation is performed as a routine repeated by ECU80 at intervals of [comparatively short] about 1ms.

In actuation of drawing 9, when it judges whether the blow return by the inlet port has arisen and blow return has arisen, the inlet port pressure which considered the local pressure buildup of the inlet port to an inlet port depended for blowing is computed, and an inlet-valve passage flow rate is computed using 26 inlet-valve model formulas based on this inlet port pressure P_p . Moreover, when blow return has not arisen, an inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate is computed, using several 25 as $P_p=P_m$ and $T_p=T_m$. In this case, several 25 becomes the same formula as several 20.

[0117]

That is, in drawing 9, the inlet-valve passage inspired air volume m_c is computed using the inlet port pressure P_p computed last time at the time of actuation activation at step 901.

And at step 903, it judges whether the blow return by the inlet port from a current cylinder has arisen. Although this judgment may be judged based on whether the inlet port pressure P_p computed last time is lower than P_c , in having judged the existence of return [blow] only by the comparison of a pressure, the error under the effect of pressure pulsation of an inlet port may arise. For this reason, when a minute of the inlet-valve passage flow rate m_c is integrated several times as a negative value and this integrated value turns into a negative value in forward and the inlet-valve passage flow rate in $P_p < P_c$ (several 26), he is trying to judge the inlet-valve passage flow rate in $P_p \geq P_c$ (several 25) that the blow return by the inlet port from a cylinder has occurred with this operation gestalt.

[0118]

At step 903, when blow return has occurred (i.e., when the integrated value of the inlet-valve passage inspired air volume m_c computed at step 901 is a negative value), based on the inlet port model formula progressed and mentioned later, the inlet port pressure P_p is computed to step 907.

Moreover, when the integrated value of the inlet-valve passage flow rate m_c is forward at step 903 (i.e., when blow return has not arisen), the pressure-of-induction-pipe force P_m computed as an inlet port pressure P_p in the above-mentioned inlet-pipe model formula (from several 16 to several 18) is set up, and this actuation is ended.

[0119]

Since an inlet-valve passage flow rate is computed using the pressure-of-induction-pipe force, using the inlet port pressure computed by this based on the inlet port model formula when blow return had arisen at the time of next actuation activation when blow return has not arisen, the exact inlet-valve passage flow rate in consideration of the effect of blow return is computed.

Therefore, the amount M_c of the new mind with which it fills up in a cylinder comes to be computed by accuracy by integrating an inlet-valve passage flow rate over a 1 cycle intake stroke in consideration of positive/negative.

[0120]

Next, the inlet port model used for inlet port pressure P_p calculation of the above-mentioned step 907 is explained.

The inlet port model which can be used with this operation gestalt is not necessarily restricted to one, and some its inlet port models are usable. Although this operation gestalt explains the example of an usable inlet

port model below, in actuation of drawing 9 , an inlet port pressure is computed based on either among the following inlet port models.

[0121]

(1) The 1st operation gestalt

Drawing 10 is drawing showing the inlet port model of this operation gestalt typically.

With this operation gestalt, when blow return has arisen, an inlet port is assumed to be the closed space which has the predetermined virtual volume, and it blows over this closed space from a cylinder, and asks for the pressure buildup at the time of presupposing that the gaseous whole quantity flows, and the pressure which added a part for this pressure buildup to the pressure-of-induction-pipe force is used as an inlet port pressure P_p .

blowing -- if a high-speed air current flows into a short time immediately after inlet-valve valve opening from a cylinder in an inlet port, in an inlet port, lifting of a pressure will arise locally with the flowing gas. It is thought that this local pressure buildup becomes so large that a flow rate is so large that the flowing gas is high-speed.

[0122]

So, with this operation gestalt, an inlet port assumes that it is the closed space (container) which has the volume of the imagination which becomes settled according to engine operational status, and assumes that the pressure buildup which flows into this closed space and which is blown and is produced according to an air current is equal to the pressure buildup of an inlet port.

Now, per **** and unit time amount blows the volume as a closed space of an inlet port, and pressure variation dP_p/dt is expressed with the following several 27 from an equation of state per flow rate, i.e., the unit time amount of the inlet port P_p according [will blow if it blows and the inlet-valve passage flow rate at the time is set to mc and] to a gaseous inflow.

[0123]

[Equation 27]

$$\frac{dP_p}{dt} \cdot V_p = mc \cdot RT$$

[0124]

Here, R blows, the gas constant of gas and T_p are the gas temperature in an inlet port, and it is thought that they are equal to the gas temperature T_c in an abbreviation cylinder.

Therefore, inlet port pressure-buildup width-of-face ΔP_p depended for blowing blows, becomes equal to the integral value of several 27 after initiation, and when change of T_c is disregarded, it is expressed with the following several 28.

[0125]

[Equation 28]

$$\Delta P_p = \frac{RT_c}{V_p} \int mc \cdot dt$$

[0126]

Here, it asks by integrating the flow rate mc (blowing flow rate) computed by several 26, and the integral value of the inlet-valve passage flow rate mc is the inlet port pressure P_p ,

$P_p = P_m + \Delta P_p$

It is computed by carrying out.

[0127]

At the drawing 9 step 907, the actuation which computes the inlet port pressure P_p by the above, and the actuation (drawing 9 , step 901) which computes the next inlet-valve passage flow rate m_c using the value of computed P_p are changed serially, and the inlet-valve passage inspired air volume m_c comes to be computed by ***** at accuracy.

In addition, the virtual volume **** of an inlet port is beforehand computed based on an experimental result, for example, is stored in ROM82 of ECU80 as a numerical map using the inhalation-of-air valve timing VT of the engine engine speed NE and an engine 1, and reading appearance is carried out by ECU80 based on a actual engine engine speed and valve timing for every actuation activation of drawing 9 .

[0128]

For example, it blows, so that an engine's rotational frequency becomes high, and a gaseous amount decreases. For this reason, the virtual volume **** is set as such a small value that a rotational frequency increases. Moreover, although it blows (so that bulb overlap is large) and a gaseous amount increases so that valve timing carries out a tooth lead angle, the pressure buildup of an inlet port blows and does not increase corresponding to a gaseous amount.

For this reason, for this reason, the virtual volume **** is set as such a big value that the valve timing of an inlet valve carries out a tooth lead angle.

[0129]

(2) The 2nd operation gestalt

The virtual volume **** of an inlet port was made into the constant value which becomes settled according to engine operational status (for example, an engine engine speed and valve timing) with the operation gestalt of the above 1st.

However, by actual operation, the inlet port is connected to the surge tank instead of a closed space, it did not flow into an inlet port, and does not blow and the whole quantity of a flow rate does not necessarily remain in an inlet port. Compressing the gas which exists in an inlet port or an inlet pipe, the gas which flowed serves as a pressure wave and advances the inside of an inlet port toward a surge tank.

[0130]

So, with this operation gestalt, the virtual volume of an inlet port assumes that it expands according to an internal pressure. Moreover, as shown in drawing 11 , in the case of expansion of the virtual volume of an inlet port, the resistance expressed with the spring S of spring constant k and the dash pot D of an attenuation coefficient c to a boundary with the existing gas in an inlet port arises, and it resists and blows over this resistance and it is assumed that a gas expands.

[0131]

Now, the law of conservation of energy of the gas which will flow into an inlet port if it blows, and a gaseous flow rate is set to m_c and temperature is set to T_c which flows into an inlet port is expressed with the following several 29.

[0132]

[Equation 29]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{k-1} P_p \cdot V_p \right) = \frac{k}{k-1} R \cdot m_c \cdot T_c - \frac{dw}{dt}$$

[0133]

Here, although W is work which flows into an inlet port and which is blown and a gas does, if expressed as work which pushes the movable common wall 110 of the imagination energized with Spring S and the dash pot D in this work as shown in drawing 11 $R > 1$, the following several 30 will be obtained.

[0134]

[Equation 30]

$$\frac{dw}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} = \left(P_p \cdot A - \kappa \cdot \frac{V_p}{A} - C \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{V_p}{A} \right) \right) \frac{d}{dt} \left(\frac{V_p}{A} \right)$$

[0135]

Here, A is the port cross section (constant value).

Several 31 will be obtained, if the several 30 right-hand side is developed and it places with $k/A=K$ and $c/A=C$.

[0136]

[Equation 31]

$$\frac{dw}{dt} = P_p \cdot \frac{dV_p}{dt} - K \cdot V_p \cdot \frac{dV_p}{dt} - C \left(\frac{dV_p}{dt} \right)^2$$

[0137]

Therefore, several 31 is substituted for several 29 and several 32 is obtained.

[0138]

[Equation 32]

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_c}{V_p} \cdot mc - \frac{k P_p}{V_p} \cdot \frac{dV_p}{dt} + \frac{k-1}{V_p} \left(K V_p \cdot \frac{dV_p}{dt} + C \left(\frac{dV_p}{dt} \right)^2 \right)$$

[0139]

Moreover, the several 33 following relation is materialized between ****, P_p , and mc from an equation of state.

[0140]

[Equation 33]

$$V_p = \frac{RT_c}{P_p} \int mc \cdot dt$$

[0141]

Furthermore, if it is discretized and several 32 is expressed, the following several 34 will be obtained.

[0142]

[Equation 34]

$$P_p(t + \Delta t) = P_p(t) + \left(\frac{\kappa R T_c}{V_p} m_c(t) - \frac{\kappa P_p}{V_p(t)} \cdot \frac{dV_p(t)}{dt} + \frac{k-1}{V_p(t)} K V_p(t) \cdot \frac{dV_p(t)}{dt} + C \left(\frac{dV_p(t)}{dt} \right)^2 \right) \cdot \Delta t$$

[0143]

The inlet port pressure P_p is computed by [of several 34] calculating serially using the inlet-valve passage flow rate m_c (blowing flow rate) computed by several 26, and several 33. The constants K and C in several 34 are beforehand called for by experiment as the engine engine speed NE and a function with the inlet-valve valve timing VT , and are stored in ROM82 of ECU80 as a numerical map using NE and VT , and reading appearance is carried out from this map based on a actual engine engine speed and valve timing every several 34 operation.

This is enabled to compute the inlet port pressure buildup depended for blowing over accuracy further, and the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder improves.

[0144]

(3) The 3rd operation gestalt

Although the inlet port internal pressure P_p was computed with the 2nd above-mentioned operation gestalt

based on the law of conservation of energy of the work which the movable common wall 110 of imagination of drawing 11 does, and the gas which flows into an inlet port, in order to simplify count, the balance of the force which acts on the both sides of the movable common wall 110 of drawing 11 is considered with this operation gestalt.

[0145]

Since the pressure-of-induction-pipe force P_m and the force F by Spring S and the dash pot D are acting on the left-hand side (inlet-pipe side) of the movable wall 110 of drawing 11 and it is acting on the right-hand side (inlet port side) of the movable wall 110 in the inlet port pressure P_p , it will become $\Delta P_p \times A = F$ if it places with $\Delta P_p = P_p - P_m$. It is the sum total of the energization force according [F] to Spring S and a dash pot D according [A] to the area (cross section of an inlet port) of the movable wall 110 here, and is given by the following several 35 using spring constant k of Spring S , and the attenuation coefficient c of a dash pot D .

[0146]

[Equation 35]

$$F = k \cdot \left(\frac{V_p}{A} \right) + C \left(\frac{dV_p}{dt} \right)$$

[0147]

Using several 35 and above-mentioned $\Delta P_p \times A = F$, if it places with $K = k/A^2$ and $C = c/A^2$, several 36 will be obtained.

[0148]

[Equation 36]

$$\Delta P_p = K \cdot V_p + C \cdot \frac{dV_p}{dt}$$

[0149]

Moreover, **** and dV_p/dt are expressed with a-37 number and several 38, respectively.

[0150]

[Equation 37]

$$V_p = \frac{RT_c}{P_p} \int m_c \cdot dt$$

[0151]

[Equation 38]

$$\frac{dV_p}{dt} = \frac{RT_c}{P_p} \cdot mc$$

[0152]

deltaPp blows, and since it is the local pressure-buildup width of face of the inlet port by gaseous inflow, it serves as the inlet port pressure Pp.

Therefore, first, deltaPp sets with Pp=Pm and ****=0 as initial value at the time of inlet-valve valve opening, is calculated from several 38 using the inlet-valve passage flow rate mc (blowing flow rate) computed by several 25, substitutes this for several 36, calculates deltaPp, and calculates Pp from Pp=Pm+delta Pp further. And mc can be calculated by several 25 using the value of calculated Pp, several 38 to several 37, ****, and dVp/dt can be computed using this mc and its integrated value, and it can compute by substituting for several 36 by serial count which repeats actuation of calculating deltaPp.

[0153]

(4) The 4th operation gestalt

Next, the 4th operation gestalt of an inlet port model is explained.

With this operation gestalt, it is assumed that the inlet port pressure Pp when blow return occurs becomes settled by the pressure loss at the time of duct passage of the imagination which blows and contains the inlet valve of an air current.

[0154]

Here, when the gas flow rate at the time of duct passage is set to u, a pressure loss (Pc-Pp) serves as a function of u², and is expressed with the following several 39.

[0155]

[Equation 39]

$$(P_c - P_p) = \frac{1}{2} \rho u^2 + f(u^2)$$

[0156]

Here, rho of the first term of the several 39 right-hand sides blows, is a gaseous consistency and becomes the cylinder internal pressure Pc and a function with temperature Tc.

[0157]

Moreover, the second term of the several 39 right-hand sides is expressed like several 40.

[0158]

[Equation 40]

$$f(u^2) = \alpha \cdot \frac{1}{d} \cdot u^2$$

[0159]

It is with a constant, and the die length of the passage of imagination and the diameter in which alpha

contains l in and d contains an inlet valve here, respectively, and becomes the function of the lift L of an inlet valve. About the value of α , l , and d , it has asked by the experiment using a actual engine beforehand, and has stored in ROM82 of ECU80.

[0160]

Moreover, P_c and T_c use the value computed with the cylinder model (drawing 7 , M40). Thereby, the inlet port pressure P_p is computed by the following several 41. In addition, inlet port pressure-buildup part ΔP_p depended for blowing from several 39 can also be expressed as $\Delta P_p = P_p - P_m = P_c - P_m - (\rho u^2 / 2) - \alpha (l/d) u^2$.

[0161]

[Equation 41]

$$P_p = P_c - \frac{1}{2} \rho u^2 - f(u^2)$$

[0162]

Namely, m_c computed with this operation gestalt using the cylinder model (drawing 7 , M40) and the inlet-valve model (drawing 7 , M30), By repeating the actuation which computes ρ and u using P_c and T_c , computes the inlet port pressure P_p using several 41, and computes m_c , following P_c , and following T_c , local lifting of the inlet port pressure depended for blowing is reflected in the inlet-valve passage flow rate m_c , and the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder improves.

[0163]

(5) The 5th operation gestalt

Next, the 5th operation gestalt of an inlet port model is explained.

Drawing 12 shows the inlet port model of this operation gestalt typically. As shown in drawing 12 , with this operation gestalt, it is assumed that it flowed into the inlet port, blow from an inlet valve, gaseous [a part of] extracts, 120 is passed, and it flows into an inlet pipe.

[0164]

Now, a-42 number is obtained from a gaseous equation of state using the gas flow rate m_p which passes the pressure-of-induction-pipe force P_m , the inlet port pressure P_p , the inlet port temperature T_p , the inlet port volume ****, the inlet-valve passage flow rate (blowing flow rate) m_c , and drawing 120, and flows into an inlet pipe from an inlet port.

[0165]

[Equation 42]

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{RT_p}{V_p} (m_c - m_p)$$

[0166]

moreover, the flow rate m_p which passes drawing 120 -- P_m , P_p , and T_p -- and it blows, extracts using the gaseous ratio of specific heat κ , and is computed by 43 formulas of a passage flow rate, and several 44.

[0167]

[Equation 43]

$$m_p = C_p \cdot A_p \frac{P_p}{\sqrt{RT_p}} \cdot \Phi \left(\frac{P_m}{P_p} \right)$$

[0168]

[Equation 44]

$$\Phi \left(\frac{P_m}{P_p} \right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_m}{P_p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_m}{P_p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \cdots \left(\frac{P_m}{P_p} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ のとき} \right) \\ \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \cdots \left(\frac{P_m}{P_p} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ のとき} \right) \end{cases}$$

[0169]

Several 43 C_p is the flow coefficient of a converging section, A_p is the opening area of the virtual drawing 120, and it is set here according to an engine's operational status (the engine engine speed NE and inlet-valve valve timing VT).

[0170]

Here, it blows, and if the gas temperature T_p rewrites several 42 to a discrete format, assuming that it is equal to T_c whenever [abbreviation cylinder bashful temperature], it will obtain several 45.

[0171]

[Equation 45]

$$P_p(t + \Delta t) = P_p(t) + \frac{RT_c}{V_p} (m_c - m_p) \cdot \Delta t$$

[0172]

With this operation gestalt, it blows, the inlet-valve passage flow rate m_c is computed from an inlet-valve model by making $P_p = P_m$ and $m_p = 0$ into initial value using several 26 at the time of generating, and the inlet port pressure P_p is computed from several 45 using this m_c . Furthermore, from next time, the actuation which computes several 43 to m_p for m_c from several 26 using this computed P_p , respectively, and computes the inlet port pressure P_p from several 45 using these is repeated. Thereby, local lifting of the pressure to an inlet port depended for blowing is reflected in the inlet port pressure P_p by accuracy, and the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder improves.

[0173]

(6) The 6th operation gestalt

In this operation gestalt, the inlet port pressure buildup after inlet-valve valve opening is approximated with a sine function. In actual operation, the inlet port pressure buildup after inlet-valve valve opening is not necessarily a sine wave, though natural. However, since it is next very short time amount at the time of inlet-valve valve-opening initiation that blow return becomes a problem, gross errors are not produced even if it approximates a pressure buildup with a sine function.

[0174]

This operation gestalt expresses pressure-buildup $\Delta P_p = P_p - P_m$ after inlet-valve valve opening by several 46 as a sine function of crank angle CA.

[0175]

[Equation 46]

$$\Delta P_p = \begin{cases} a \sin(b \cdot CA - CA_{io}) \cdots CA - CA_{io} \leq \pi \\ 0 \cdots CA - CA_{io} > \pi \end{cases}$$

[0176]

Here, CA_{io} is a crank angle to which an inlet valve starts valve opening.

[0177]

Since it blows and is dependent on a gaseous flow rate, both the amplitude a (maximum-pressure lifting width of face) and periods b (between pressure rise periods) of the sine function in several 46 become a function with the ratio (P_m/P_e) of the amount OL of bulb overlap, and an intake pressure P_m and an exhaust pressure P_e , and can be expressed like several 47 and several 48.

[0178]

[Equation 47]

$$a = f_1\left(\frac{P_m}{P_e}, OL\right) \doteq C_1 (OL + C_2) \left\{ 1 - \left(\frac{P_m}{P_e}\right)^2 \right\}$$

[0179]

[Equation 48]

$$b = f_2\left(\frac{P_m}{P_e}, OL\right) \doteq C_3 (OL + C_4) \left\{ 1 - \left(\frac{P_m}{P_e}\right)^2 \right\}$$

[0180]

Here, C_1 to C_4 is a constant, and is beforehand defined by the experiment using a actual engine.

[0181]

Drawing 13 is drawing showing an example of inlet port pressure-buildup width-of-face ΔP_p computed using several 46 to 48. In drawing 2, curves VT40, VT20, and VT0 show the case where inlet-valve valve-

opening crank angles (several 46 CAio) are 40 degrees, 20 degrees, and 0 times in front of a top dead center (BTDC), respectively.

In addition, several 46 the amplitude a and period b of a function may store OL (Pm/Pe) in ROM82 of ECU80 beforehand in the form of the numerical map made into an argument instead of expressing using a formula like several 47 and several 48.

[0182]

It is possible by expressing with this operation gestalt to several 46 form, assuming inlet port pressure-buildup width-of-face ΔP_p after inlet-valve valve opening to be a sine function to become simply possible to blow over accuracy and to compute the inlet port pressure buildup at the time of generating, and to raise the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder.

[0183]

[Effect of the Invention]

When computing the restoration inspired air volume in a cylinder using the inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate which computed and computed the inlet-valve passage inhalation-of-air flow rate based on the inlet-valve model formula according to invention given in each claim, to accuracy, it can blow, a flow rate can be computed and the common effectiveness it is ineffective to the thing from a cylinder to an inlet port for which the calculation precision of the restoration inspired air volume in a cylinder is raised being possible does so by taking the pressure of an inlet port into consideration.

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is drawing showing the outline configuration of the operation gestalt at the time of applying this invention to a jump-spark-ignition type engine.

[Drawing 2] It is drawing explaining a throttle-valve model.

[Drawing 3] It is drawing explaining an inlet-pipe model.

[Drawing 4] It is drawing explaining an inlet-valve model.

[Drawing 5] It is drawing explaining a cylinder model.

[Drawing 6] It is drawing explaining an exhaust valve model.

[Drawing 7] It is the block diagram showing the whole air model in the conventional technique.

[Drawing 8] It is the block diagram showing the whole air model to have an inlet port model.

[Drawing 9] It is a flow chart explaining the inlet-valve passage flow rate calculation actuation in the air model of drawing 8

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

[Drawing 1]

図 1

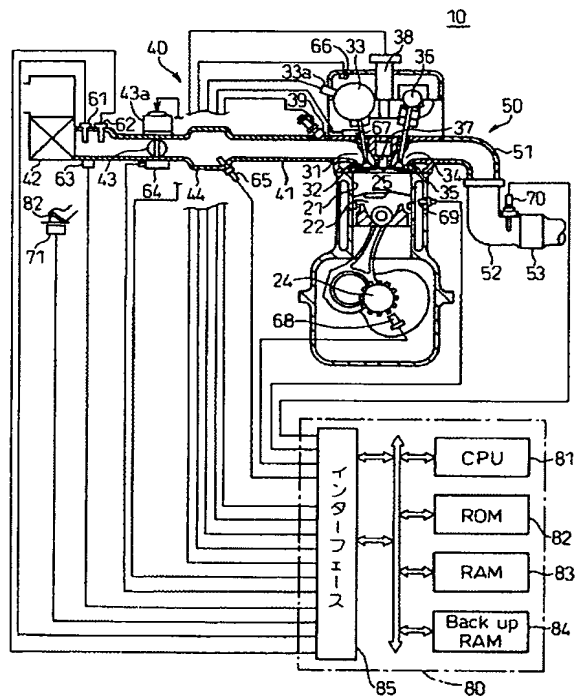
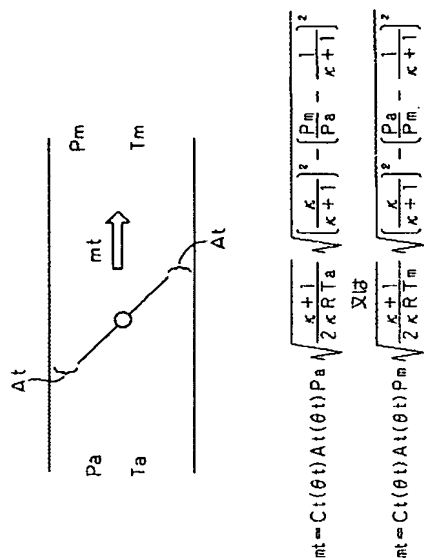
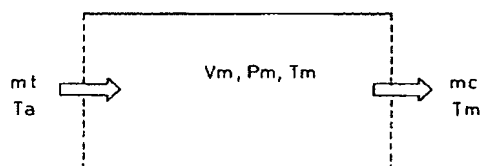
[Drawing 2]

図 2



[Drawing 3]

図 3



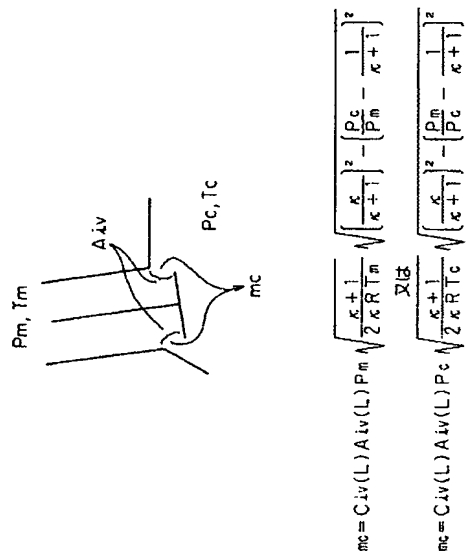
$$\frac{P_m}{T_m}(k) = \frac{P_m}{T_m}(k-1) + \Delta t \frac{R}{V_m} (mt(k-1) - mc A V E(k-1))$$

$$P_m(k) = P_m(k-1) + \Delta t \kappa \frac{R}{V_m} (mt(k-1) T_a - mc A V E(k-1) T_m(k-1))$$

$$T_m(k) = \frac{P_m(k)}{\left(\frac{P_m}{T_m}(k) \right)}$$

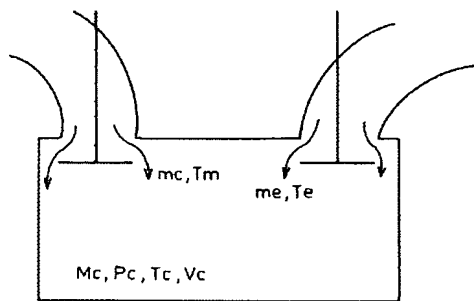
[Drawing 4]

図 4



[Drawing 5]

図 5

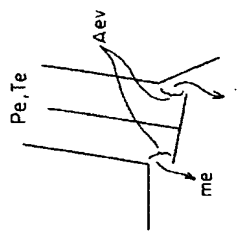


$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{kRT_m}{V_c} m_c + \frac{kRT_e}{V_c} m_e - \frac{kP_c}{V_c} \frac{dV_c}{dt} + (k-1) \frac{Q_w}{V_c}$$

$$\text{及 } T_c = (P_c \cdot V_c) / (M_c l \cdot R)$$

[Drawing 6]

図 6



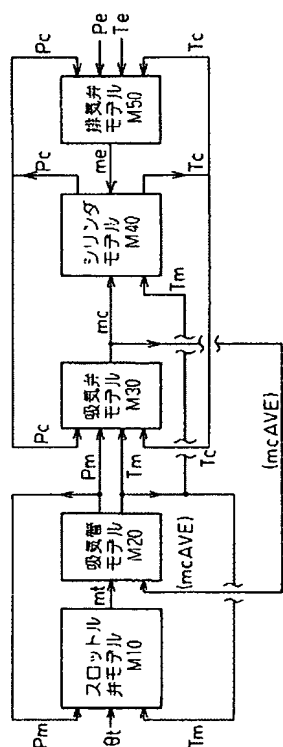
$$m_c = C_{ev}(L) A_{ev}(L) P_e \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_e}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_e} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

又は

$$m_c = C_{ev}(L) A_{ev}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

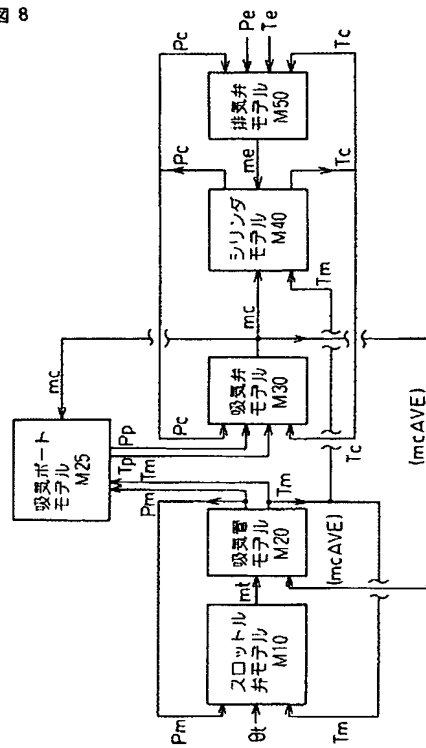
[Drawing 7]

図 7



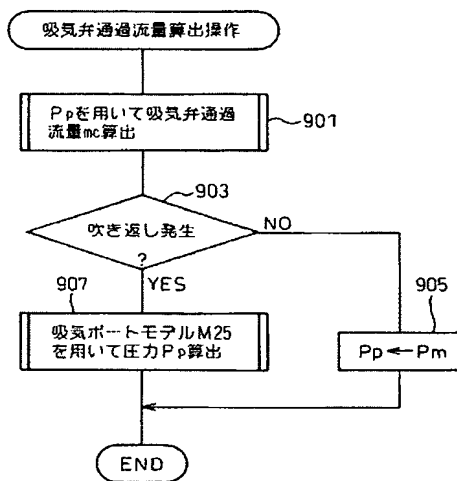
[Drawing 8]

図 8



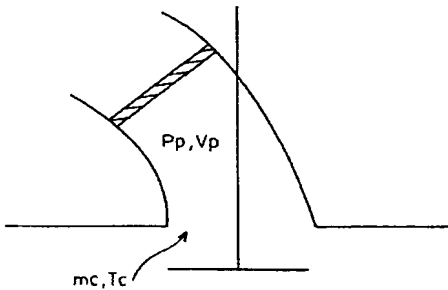
[Drawing 9]

図 9



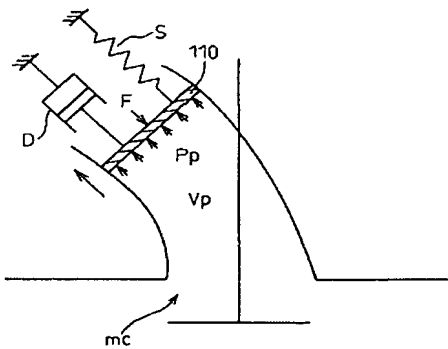
[Drawing 10]

図 10



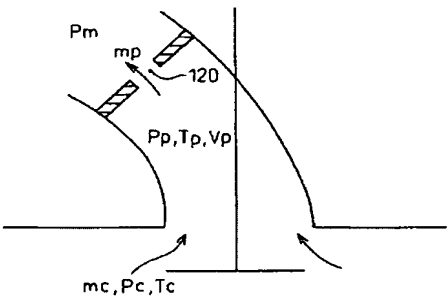
[Drawing 11]

図 11



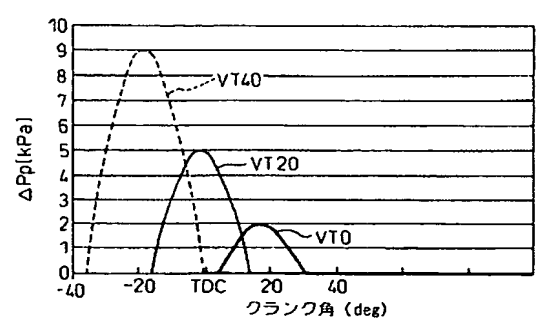
[Drawing 12]

図 12



[Drawing 13]

図 13



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-278359

(P2004-278359A)

(43) 公開日 平成16年10月7日(2004.10.7)

(51) Int. Cl.⁷

F02D 45/00

F02D 41/18

F I

F02D 45/00 366E

F02D 45/00 370B

F02D 41/18 F

テーマコード(参考)

3G084

3G301

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 34 頁)

(21) 出願番号 特願2003-68472 (P2003-68472)
 (22) 出願日 平成15年3月13日(2003.3.13)

(71) 出願人 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (71) 出願人 000003609
 株式会社豊田中央研究所
 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1
 (74) 代理人 100077517
 弁理士 石田 敬
 (74) 代理人 100092624
 弁理士 鶴田 準一
 (74) 代理人 100102819
 弁理士 島田 哲郎
 (74) 代理人 100082898
 弁理士 西山 雅也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の吸入空気量推定装置

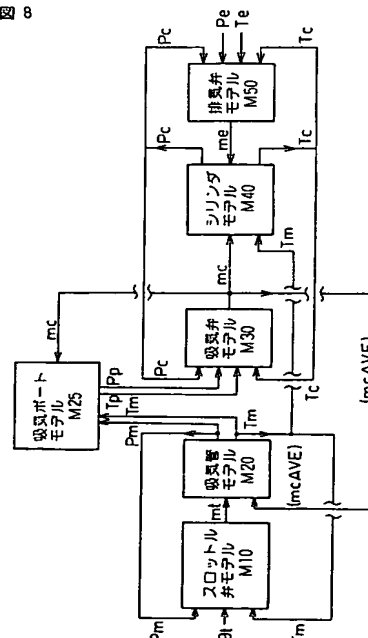
(57) 【要約】

【課題】 機関の筒内充填吸気量を正確に推定する。

【解決手段】 内燃機関吸気系の各要素をモデル化したスロットル弁モデルM10、吸気管モデルM20、吸気弁モデルM30、シリンダモデルM40、排気弁モデルM50等を用いてシリンダ内に充填される吸気流量 m_c を推定する際に、シリンダ内の既燃ガスが吸気弁開弁時に吸気ポートに逆流する吹き返しが生じている場合には、吸気ポートモデルM25を用いて吸気管圧力とは別個に吸気ポート圧力を算出する。これにより、吹き返しにより生じる吸気ポートの局所的圧力上昇の影響を加味した正確な吹き返し気体量が算出されるため、筒内充填吸気量の推定精度が向上する。

【選択図】 図8

図8



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸気管圧力と筒内圧力とを用いて予め定めた吸気弁モデル計算式に基づいて吸気弁通過吸気流量を算出し、算出した吸気弁通過吸気流量を用いて筒内充填吸気量を算出する内燃機関の吸入空気量推定装置において、

前記吸気弁通過吸気流量を用いて予め定めた吸気ポートモデル計算式に基づいてシリンダ吸気ポート圧力を算出する吸気ポート圧力推定手段を備え、

前記推定した吸気ポート圧力とシリンダ内圧力とに基づいて筒内充填吸気量を推定する内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 2】

前記吸気ポート圧力推定手段は、筒内の残留気体が吸気弁を通過して吸気ポートに逆流する吹き返しが生じていない場合には、吸気管圧力と同一の値を吸気ポート圧力として算出し、吹き返しが生じている場合には吸気管圧力に吹き返しによる圧力上昇分を加えた圧力を吸気ポート圧力として算出する、請求項 1 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 3】

前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合には、予め定めた関係に基づいて機関運転状態に応じて定まる仮想の容積を用い、前記吹き返しにより吸気ポートに逆流する気体が前記仮想容積の空間内に流入したとした場合の該空間内の圧力上昇幅を、前記吹き返しによる圧力上昇分と仮定して吸気ポート圧力を算出する、請求項 2 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 4】

前記仮想容積は更に、前記吹き返しにより吸気ポートに逆流する気体が前記仮想容積の空間内に流入したとした場合の該空間内に流入する気体の量と該空間内の圧力上昇幅に応じて予め定めた関係に基づいて変化する、請求項 3 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 5】

前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合には、前記吸気弁通過吸気流量に基づいて算出した吸気弁における圧損に基づいて前記吹き返しによる圧力上昇分を算出する、請求項 2 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 6】

前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合に、吸気ポート圧力と吸気管圧力とに基づいて算出される吸気ポートから吸気管に流入する気体流量と、前記吸気弁通過吸気流量とに基づいて前記吹き返しによる吸気ポート圧力上昇分を算出する、請求項 2 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【請求項 7】

前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合に、吸気弁開弁後の前記吸気ポート圧力上昇分を、機関運転状態に応じて予め定めた関係に基づいて定められる振幅と周期とを有し、吸気弁開弁開始時を始点とする正弦関数として算出する、請求項 2 に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の吸入空気量推定装置に関し、詳細には内燃機関の吸気系統をモデル化した計算式により内燃機関の吸入空気量を算出する吸入空気量推定装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

内燃機関の吸気系統を、スロットル弁、吸気管、吸気弁、シリンダ及び排気弁等の要素に分けてそれぞれの要素をモデル化して数式で表すとともに、それぞれのモデル相互間を圧力、温度、流量等を用いて関係づけることにより機関の吸入空気量（筒内充填吸気量）を計算により求める、いわゆるエアモデルを用いた内燃機関の吸入空気量推定装置が知られ

10

20

30

40

50

ている。

【0003】

このようなエアモデルを用いた吸入空気量推定装置では、通常、大気圧、大気温度以外には機関回転数とスロットル弁開度とのみによって筒内充填吸気量を算出することが可能となる。このようなエアモデルを用いた吸入空気量推定装置では、モデル式を用いた計算により筒内充填吸気量が算出できるため、スロットル弁開度の変化速度が大きい過渡運転時等にも応答性良好に吸入空気量を算出することが可能となっている。

【0004】

この種の吸入空気量推定を行う内燃機関の制御装置の例としては、例えば特許文献1に開示されたものがある。

特許文献1の装置は、機関の吸気系をスロットル弁、サージタンクを含む吸気管、及び吸気弁の各要素に分けてこれらの要素をシミュレーションモデルで表すとともに、それぞれのモデル内の吸気流の圧力、温度、流量をエネルギー保存則、質量保存則、運動量保存則等の物理法則を用いて計算するものである。筒内充填吸気量は、上記により算出された吸気弁を通過する吸気流量に基づいて算出される。

【0005】

特許文献1の装置では、吸気弁閉弁時には筒内に充填された吸気により気筒内圧力は吸気管圧力（サージタンク圧力）に等しくなっていると仮定して、筒内充填吸気量（すなわち吸気弁閉弁時の筒内吸気量）を吸気弁閉弁時の吸気管（サージタンク）の圧力に比例する値として求めている。

ところが、実際の機関では機関の運転条件によっては吸気弁閉弁時にシリンダ内のガスがシリンダ内の圧力により吸気弁から吸気ポートに逆流する、いわゆる吹き返しが生じる場合があるが、上記特許文献1の装置ではこの吹き返しを考慮していないため、筒内充填吸気量の算出精度が低下する問題がある。

【0006】

本出願人はこの問題を解決するために、既に特願2001-316350号にて、上記吹き返しを考慮したエアモデルを用いた内燃機関の吸入空気量推定装置を提案している。

上記特願2001-316350号公の装置では、機関の吸気系をスロットル弁、サージタンクを含む吸気管、吸気弁の要素に分けてモデル化するとともに、更にこれらに加えてシリンダ及び排気弁の要素をモデル化したエアモデルを使用している。この特願2001-316350号の装置では、スロットル弁、吸気管は特許文献1と同様なモデルを用いているが、これらに加えて排気弁、シリンダ、吸気弁をモデル化して、これらの要素内の吸気の温度、圧力、流量を前記各物理法則を用いて算出することにより、上述した吸気弁閉弁時の吹き返しを考慮した筒内充填吸気量を算出するようにしている。

【0007】

すなわち、上記特願2001-316350号の装置では、各モデル間の関係と質量保存則、エネルギー保存則等の物理法則に基づいてシリンダ内の圧力を算出し、吸気管圧力とシリンダ内圧力とに基づいて吸気弁を通過する吸気流量を算出する。この流量は吸気管圧力がシリンダ内の圧力より高い場合には吸気管からシリンダ内に向かう正の流量となるが、シリンダ内の圧力が吸気管圧力より高い場合には、すなわち吹き返しが生じている場合には負の値になる。筒内充填吸気量は、この吸気弁通過吸気量を吸気弁閉弁期間1サイクル分積算することにより求められる。

【0008】

【特許文献1】

特開2001-41095号公報

【0009】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、その後の研究によれば、上記特願2001-316350号の装置のように、サージタンクを含む吸気管圧力とシリンダ内圧とのみに基づいて吸気弁通過吸気流量を算出していたのでは、特にバルブオーバーラップが大きいような運転条件、つまり吹き返しの

10

20

30

40

50

量が大きいような条件では筒内充填吸気量の算出精度が大きく低下することが判明している。

【0010】

上記特願2001-316350号の装置では、吹き返しが生じると、算出される吸気管圧力は吹き返し流量に応じて上昇するが、吹き返し流量に較べてサージタンクを含む吸気管容積は大きいので吹き返しにより生じる吸気管圧力の上昇幅は比較的小さくなる。このため、吹き返し発生時のシリンダ内圧と吸気管圧力との差は比較的大きい値となり、吹き返しによりシリンダ内から流出する気体の量は比較的大きくなる。このように計算上多量の吹き返し気体が吸気管に流入する場合には、シリンダ内圧が低下して吸気ポートからシリンダ内への吸気の流入が再開された場合にも、新気が筒内に流入するタイミングが遅れるため筒内に充填される新気量は少なくなる。

10

【0011】

ところが、実際の機関では吸気弁開弁時の吹き返しにより逆流する気体の量は上記特願2001-316350号のエアモデルにより算出される量より小さく、筒内充填吸気量（新気量）は上記モデルにより算出される値より大きくなる。

研究の結果、このように吹き返し量に差が生じるのは、実際の機関では吸気弁開弁直後の吸気ポート部分に急激な局所的圧力上昇が生じるためであると考えられる。

【0012】

吹き返しが生じるような場合、特にバルブオーバーラップが大きいような場合には、吸気弁開弁直後には吸気弁からはほとんど音速に近い高速の吹き返し気流が吸気ポートに流入する。上記特願2001-316350号では、この高速気流は吸気管（サージタンク）に流入しサージタンク内の圧力が均一に上昇すると仮定して吸気弁通過吸気流量（吹き返し流量）を計算している。このため、サージタンクの圧力上昇は比較的小さくなり、サージタンクとシリンダ内圧との差は比較的大きいままとなるので吹き返し流量は比較的大きくなる。

20

【0013】

しかし、実際には吸気弁開弁直後の吹き返し気流の流速が高速であるため、この気流が流入する吸気ポートでは急激かつ局所的な圧力上昇が起こり、吸気ポート圧力はサージタンク圧力よりかなり高くなる。このため、吸気弁開弁直後には吸気ポート内圧力の上昇により吸気ポートとシリンダ内との圧力差が縮小し、これによりシリンダから吸気ポートへの吹き返しが抑制されるようになる。

30

【0014】

すなわち、実際には吸気弁開弁直後の吸気ポート内の局所的圧力上昇により吹き返し流量は減少することとなる。

このため、上記特願2001-316350号の装置のように、吸気管圧力（サージタンク圧力）とシリンダ内圧力とに基づいて吹き返し流量を算出していると、特に吹き返し流量が大きくなるバルブオーバーラップが大きい運転条件では筒内充填吸気量の算出精度が大きく低下する問題が生じるのである。

【0015】

上記問題に鑑み、本発明は吸気ポートの圧力を考慮することにより正確にシリンダから吸気ポートへの吹き返し流量を算出し、筒内充填吸気量の算出精度を向上させることが可能な内燃機関の吸入空気量推定装置を提供することを目的としている。

40

【0016】

【課題を解決するための手段】

請求項1に記載の発明によれば、吸気管圧力と筒内圧力とを用いて予め定めた吸気弁モデル計算式に基づいて吸気弁通過吸気流量を算出し、算出した吸気弁通過吸気流量を用いて筒内充填吸気量を算出する内燃機関の吸入空気量推定装置において、前記吸気弁通過吸気流量を用いて予め定めた吸気ポートモデル計算式に基づいてシリンダ吸気ポート圧力を算出する吸気ポート圧力推定手段を備え、前記推定した吸気ポート圧力とシリンダ内圧力とに基づいて筒内充填吸気量を推定する内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

50

【0017】

すなわち、請求項1の発明では、吸気弁を通過する吸気流量を用いて吸気管圧力とは別に吸気ポート圧力を推定する吸気ポート圧力推定手段が設けられているため、例えば吹き返しが生じたような場合にも吸気ポート圧力が正確に推定され、推定した吸気ポート圧力とシリンダ内圧力とに基づいて吹き返し流量が正確に算出されるようになる。このため、吹き返し気体の量が多いバルブオーバーラップ大の運転時にも正確に筒内充填吸気量を推定することが可能となる。

【0018】

請求項2に記載の発明によれば、前記吸気ポート圧力推定手段は、筒内の残留気体が吸気弁を通過して吸気ポートに逆流する吹き返しが生じていない場合には、吸気管圧力と同一の値を吸気ポート圧力として算出し、吹き返しが生じている場合には吸気管圧力に吹き返しによる圧力上昇分を加えた圧力を吸気ポート圧力として算出する、請求項1に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

10

【0019】

すなわち、請求項2の発明では、吸気ポート圧力推定手段は吹き返しが生じている場合には吹き返しによる圧力上昇を考慮した、吸気管圧力より高い圧力として吸気ポート圧力を算出する。これにより、吹き返しが生じている場合にも吸気管圧力と吸気ポート圧力とが等しいと仮定する従来の場合に較べて吹き返しの量が抑制されるようになり、正確に筒内充填吸気量を推定することが可能となる。

【0020】

20

また、吹き返しが生じていない通常の吸気流においては吸気ポートを通りシリンダ内に流入する吸気流の速度は吹き返し気流よりはるかに小さい。このため、吸気管（サージタンク）と吸気ポートとの間には大きな圧力差は生じない。従って、吹き返しが生じていない場合には別個に吸気ポート圧力を算出するまでもなく、吸気ポート圧力として吸気管圧力と同一の値を使用して筒内充填吸気量を算出することができる。

【0021】

請求項3に記載の発明によれば、前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合には、予め定めた関係に基づいて機関運転状態に応じて定まる仮想の容積を用い、前記吹き返しにより吸気ポートに逆流する気体が前記仮想容積の空間内に流入したとした場合の該空間内の圧力上昇幅を、前記吹き返しによる圧力上昇分と仮定して吸気ポート圧力を算出する、請求項2に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

30

【0022】

すなわち、請求項3の発明では吸気ポートを機関運転状態に応じて定まる容積を持つ閉じた容積部と仮定し、吹き返し発生時にはこの閉じた容積部に吹き返し気体が流入することにより吸気ポートの圧力上昇が生じると仮定する。これにより、吹き返しの気体量に応じて吸気ポートの圧力上昇を算出することができ、正確に筒内充填吸気量を算出することが可能となる。

【0023】

請求項4に記載の発明によれば、前記仮想容積は更に、前記吹き返しにより吸気ポートに逆流する気体が前記仮想容積の空間内に流入したとした場合の該空間内に流入する気体の量と該空間内の圧力上昇幅に応じて予め定めた関係に基づいて変化する、請求項3に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

40

【0024】

すなわち、請求項4の発明では請求項3と同様に、吹き返しが生じている場合には吸気ポートを閉じた容積部と仮定し、この容積部に流入する吹き返し気体量に応じて吸気ポートの圧力上昇を算出する。しかし、請求項4の発明ではこの閉じた容積部の容積は一定ではなく内部の気体圧力に応じて膨張可能であると仮定して、すなわち吸気ポートの仮想容積が吸気ポートの圧力上昇に応じて変化するると仮定して吸気ポート圧力を算出する。例えば、容積部の膨張は容積部内部の気体が弾性的抵抗（ばね）、摩擦抵抗（ダッシュポット）等の抵抗に抗して容積部を膨張させると仮定することができる。このように、吸気ポート

50

を可変容積の容積部としてモデル化することにより、更に正確に吹き返し気体量を算出することが可能となるため、より正確に筒内充填吸気量を算出することが可能となる。

【0025】

請求項5に記載の発明によれば、前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合には、前記吸気弁通過吸気流量に基づいて算出した吸気弁における圧損に基づいて前記吹き返しによる圧力上昇分を算出する、請求項2に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

【0026】

すなわち、請求項5の発明で吹き返し時には吸気弁を通過する吸気流量（すなわち吹き返しによる逆流流量）に基づいて吸気弁における圧力降下（吸気弁と吸気弁付近の吸気ポート部分を含む仮想の流路の圧損）を算出し、この圧損に基づいて吸気ポート圧力上昇分を算出する。これにより、吹き返し時に吹き返し流量に応じて吸気ポート圧力が算出されるため、吹き返し流量が正確に算出され、筒内充填吸気量の算出精度が向上する。

【0027】

請求項6に記載の発明によれば、前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合に、吸気ポート圧力と吸気管圧力とに基づいて算出される吸気ポートから吸気管に流入する気体流量と、前記吸気弁通過吸気流量とに基づいて前記吹き返しによる吸気ポート圧力上昇分を算出する、請求項2に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

【0028】

すなわち、請求項6の発明では吹き返しが生じている場合の吸気ポート圧力を吸気ポートに流入する気体量（すなわち吸気弁を通過して吸気ポートに逆流する吹き返し流量）と吸気ポートから流出する気体量（吸気ポートからサージタンクに逆流する気体量）とを用いて質量保存則に基づいて吸気ポート圧力を算出する。吸気ポートに流入する気体量と吸気ポートから流出する気体量とは、それぞれ吸気ポート圧力とシリンダ圧力、及び吸気ポート圧力と吸気管圧力とに基づいて、例えば絞りを通過する気体流量として求めることができる。これにより、吸気ポート圧力が正確に算出されるため、筒内充填吸気量の算出精度が向上する。

【0029】

請求項7に記載の発明によれば、前記吸気ポート圧力推定手段は、前記吹き返しが生じている場合に、吸気弁開弁後の前記吸気ポート圧力上昇分を、機関運転状態に応じて予め定めた関係に基づいて定められる振幅と周期とを有し、吸気弁開弁開始時を始点とする正弦関数として算出する、請求項2に記載の内燃機関の吸入空気量推定装置が提供される。

【0030】

すなわち、請求項7の発明では吹き返しが生じているときの吸気弁開弁後の吸気ポート圧力上昇の時間的変化を正弦関数であると仮定し、例えば実験値に基づいてこの関数の振幅、周期を機関運転状態（例えば機関回転数、負荷、バルブオーバーラップ量等）の関数として予め求めておく。このような実測値に基づく関数を用いて吸気ポート圧力を算出することにより、より実際の値に近い正確な吹き返し流量が算出されるため、筒内充填吸気量の算出精度が向上する。

【0031】

【発明の実施の形態】

以下、添付図面を用いて本発明の実施形態について説明する。

図1は本発明の吸入空気量推定装置を火花点火式機関に適用した場合の実施形態の概略構成を示す図である。

【0032】

図1において、参照符号10は火花点火式内燃機関本体を示す。本実施形態では、内燃機関10として4気筒ガソリン機関を使用しているが、本発明は4気筒ガソリン機関に限定されるわけではなく、他の形式の内燃機関にも適用することができる。

【0033】

機関 10 は、シリンダ 21、ピストン 22 及びクランク軸 24 を備え、シリンダ 21 内のピストン 22 上部には燃焼室 25 が形成されている。

また、シリンダ 21 上部のシリンダヘッドには燃焼室 25 に連通する吸気ポート 31、吸気ポート 31 を開閉する吸気弁 32、吸気弁 32 を駆動する吸気カムシャフトの位相角及び吸気弁 32 のバルブリフト量を連続的に変更可能な吸気弁制御装置 33 が設けられている。図 1 に 33a で示すのは吸気弁制御装置 33 のアクチュエータである。また、吸気ポート 31 には吸気ポート内に燃料を噴射する燃料噴射弁 39 が設けられている。

【0034】

また、シリンダ 21 上部のシリンダヘッドには、吸気ポート 31 と同様に燃焼室 25 に連通する排気ポート 34、排気ポートを開閉する排気弁 35、排気弁 35 を開閉駆動する排気カムシャフト 36 が設けられている。

10

更に、シリンダ 21 上部のシリンダヘッドには燃焼室 25 に面して点火プラグ 37 と点火プラグに高電圧を供給する点火回路（イグナイタ）38 が設けられている。

【0035】

機関 10 の吸気系統 40 は、機関の各気筒の吸気ポート 31 に吸気マニホールドを介して接続された吸気管 41、吸気管 41 に設けられたサージタンク 44、吸気管 41 入口に設けられたエアクリーナ 42、吸気管 41 のサージタンク 44 上流側に配置されたスロットル弁 43 を備えている。

【0036】

本実施形態では、スロットル弁 43 はステップモータ等の適宜な形式のアクチュエータ 43a を備えており、運転者のアクセルペダル 82 操作とは独立した開度をとることができる、いわゆる電子スロットル弁とされている。

20

【0037】

また、スロットル弁 43 上流側の吸気管 41 には吸気管に吸入されスロットル弁 43 を通過して流れる吸入空気量を検出するエアフローメータ 61 が設けられている。本実施形態では、エアフローメータ 61 は熱線式流量計とされており、エアフローメータ 61 近傍には吸気温度を検出する吸気温度センサ 62、大気圧を検出する大気圧センサ 63 が設けられている。

【0038】

また、機関 10 の排気系統 50 は、各気筒の排気ポート 34 に排気マニホールド 51 を介して接続された排気管 52 を備えている。図 1 に 53 で示すのは排気浄化触媒を収納した触媒コンバータである。

30

図 1 に 80 で示すのは機関 10 の制御を行う電子制御ユニット（ECU）である。ECU 80 は CPU 81、ROM 82、RAM 83 と入出力インターフェース 85 及び、電源が切断されても記憶内容を保持可能なバックアップ RAM 84 等を双方向性バスで接続した公知の構成のマイクロコンピュータであり、点火時期や燃料噴射制御等の機関の基本制御を行う他、本実施形態では後述するエアモデルに基づいて、吹き返しを考慮した正確な吸入空気量推定を行う。

【0039】

これらの制御のため、ECU 80 の入出力インターフェース 85 には熱線式エアフローメータ 61 からスロットル弁 43 に流入する吸入空気量（重量流量）に対応する信号が、また吸気温度センサ 62 と大気圧センサ 63 から、それぞれ吸気温度（大気温度）、大気圧に対応する信号とが入力されている。吸気温度センサ 62 と大気圧センサ 63 との出力はエアフローメータ 61 により検出した吸入空気量を気温と大気圧とに応じて補正するために用いられる。

40

なお、詳細には説明しないが、本実施形態ではエアフローメータ 61 で検出した吸入空気量は、後述するエアモデルを用いて算出した吸入空気量を補正するのに使用している。

【0040】

ECU 80 の入出力インターフェース 85 には、スロットル弁 43 近傍に設けられたスロットル弁開度センサ 64 からスロットル弁 43 開度に対応した電圧信号が、機関のアクセ

50

ルペダル 8 2 近傍に設けられたアクセル開度センサ 7 1 から運転者のアクセルペダル踏み込み量（アクセル開度）に対応する電圧信号が、それぞれ入力されている他、サージタンク 4 4 に配置された吸気圧センサ 6 5 から吸気管圧力が入力されている。

【0041】

更に、本実施形態では、吸気弁制御装置 3 3 には吸気弁リフトセンサ 6 7 が、排気管 5 2 の触媒コンバータ 5 3 上流側には O_2 センサ 7 0 が、機関 1 0 の冷却水通路には冷却水温度センサ 6 9 が、それぞれ設けられており、ECU 8 0 の入出力インターフェース 8 5 に吸気弁 3 2 のリフト量、排気酸素濃度及び機関冷却水温度をそれぞれ入力している。

【0042】

図 1 に符号 6 6 で示すのは吸気カムシャフト近傍に配置されたカム角センサ、6 8 で示すのはクランク軸近傍に配置されたクランク角センサである。 10

カム角センサ 6 6 はクランク軸 2 4 が 180° 回転する毎にカム位置信号を出力し、クランク角センサ 6 8 はクランク軸 2 4 が一定角度（例えば 10° ）回転する毎にクランク回転角パルス信号を出力するとともに、クランク軸 2 4 が基準回転位置をとる毎に（例えば、第 1 気筒が上死点に到達する毎に）、上記クランク回転角パルス信号よりパルス幅の広い基準クランク位置パルス信号を出力する。

【0043】

これらの信号は ECU 8 0 のインターフェース 8 5 に入力される。ECU 8 0 は、例えばクランク回転角パルス信号の間隔から機関回転速度（回転数）を算出するとともに、基準クランク位置パルス信号入力後のクランク回転角パルス信号の数からクランク軸の回転位置（クランク角）を算出する。また、カム角センサ 6 6 から入力するカム位置信号は、クランク角と共に吸気弁のバルブタイミングを算出するのに使用される。 20

【0044】

また、本実施形態ではシリンダの排気ポートにはそれぞれ排気ポートの排気圧力 P_e と温度 T_e とを検出する排気温度センサと排気圧センサとが設けられており（図示せず）、それぞれ排気温度 P_e と排気圧力 T_e とに対応する信号を ECU 8 0 のインターフェース 8 5 に入力している。

【0045】

本実施形態では、ECU 8 0 は機関 1 0 のシリンダ 2 0 に充填される吸気量 M_c を用いてそのシリンダにおける燃料噴射量 f_c を、 $f_c = K_I \times M_c$ として算出する。 K_I は機関空燃比に応じて定まる換算係数である。 30

【0046】

また、ECU 8 0 はシリンダ 2 0 に充填される吸気量（筒内充填吸気量） M_c を機関 1 0 の吸気系統 4 0 をモデル化したエアモデル計算式を用いて算出する。

【0047】

本実施形態では基本的に、本願出願人が特願 2 0 0 1 - 3 1 6 3 5 0 号にて提案したエアモデルに基づく筒内充填吸気量算出方法を用いている。従って、本実施形態の筒内充填吸気量 M_c 算出方法を説明するために、まず特願 2 0 0 1 - 3 1 6 3 5 0 号における筒内充填吸気量 M_c 算出方法について簡単に説明する。 40

【0048】

本実施形態では、機関 1 0 の吸気系統 4 0 をスロットル弁、サージタンクを含む吸気管、吸気弁、シリンダ、排気弁の 5 つの要素に分解し、それぞれの要素をシミュレーションモデルで表して、要素内を流動する吸気の圧力、温度、流量を数式化することにより最終的に気筒内に充填される吸気量（筒内充填吸気量） M_c を算出するようにしている。

【0049】

以下、それぞれのモデルについて説明する。

（1）スロットル弁モデル

スロットル弁モデルは、基本的には図 2 に示すように絞り（スロットル弁開口部）を通過する気体の流れとして与えられる。

【0050】

すなわち、図2に示すようにスロットル弁43を絞りとして考えると、よく知られているようにスロットル弁43を通過する気体流量 m_t は、スロットル弁前後の気体圧力と温度、及びスロットル弁43開口面積とによって定まり、次の数1または数2のスロットル弁モデル計算式で表される。

【0051】

【数1】

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_a \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_a}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_a} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

10

【0052】

【数2】

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_m \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_m} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

20

【0053】

ここで、数1はスロットル弁43上流側（大気側）の圧力が下流側（吸気管側）の圧力より高い場合の通常の吸気流れ（順流）方向のスロットル弁通過吸気流量を、数2はスロットル弁43上流側の圧力が下流側の圧力より低く逆流が生じている場合のスロットル弁通過空気流量を、それぞれ表している。

【0054】

数1、数2において、 $C_t(\theta_t)$ は流量係数、 $A_t(\theta_t)$ はスロットル弁開口面積であり、 $C_t(\theta_t)$ 、 $A_t(\theta_t)$ はそれぞれスロットル弁開度 θ_t の関数である。 P_a はスロットル弁上流側の圧力で本実施形態では大気圧を、 P_m はスロットル弁下流側の圧力で本実施形態では吸気管圧力を表す。また、 T_a 、 T_m は、それぞれスロットル弁上流側と下流側の吸気温度であり、本実施形態ではそれぞれ大気温度と吸気管内温度、 R はガス定数、 κ は吸気の比熱比を表している。なお、本実施形態では R と κ は一定値として扱う。

30

【0055】

本実施形態では、流量係数 $C_t(\theta_t)$ 及びスロットル弁開口面積 $A_t(\theta_t)$ は予めスロットル弁開度 θ 毎に算出され、数値マップの形でECU80のROM82に格納されている。

40

数1、数2に示すように、本実施形態のスロットル弁モデルは、大気圧 P_a 及び吸気管圧力 P_m 、大気温度 T_a または吸気管内温度 T_m 、及びスロットル弁開度 θ_t を入力として、スロットル弁通過吸気流量 m_t を出力とするモデル計算式である。

【0056】

(2) 吸気管モデル

図3は吸気管モデルを示す。吸気管モデルは、一定容積の空間内に流入する吸気流量と流出する吸気流量とに基づいて、質量保存則とエネルギー保存則とを用いて吸気管圧力 P_m 及び温度 T_m を算出する。

【0057】

スロットル弁43から吸気弁32に至るサージタンク44を含む吸気管41の容積を V_m

50

とすると、図 3 に示すように容積部 V_m に流入する吸気流はスロットル弁通過吸気流であるため、流入吸気流量は m_t 、吸気温度は T_a となる。

【 0 0 5 8 】

また、容積部 V_m から流出する吸気流量は吸気弁を通過して気筒に充填される吸気流量 m_c で、この吸気流の温度は吸気管温度 T_m となる。

【 0 0 5 9 】

従って、質量保存則から下記数 3 が、エネルギー保存則から下記数 4 が、それぞれ導かれる。

【 0 0 6 0 】

【数 3】

10

$$d(P_m / T_m) / dt = (R / V_m) \cdot (m_t - m_c)$$

【 0 0 6 1 】

【数 4】

$$dP_m / dt = \kappa \cdot (R / V_m) \cdot (m_t \cdot T_a - m_c \cdot T_m)$$

20

【 0 0 6 2 】

本実施形態では、E C U 8 0 での演算処理を行うため、数 3、数 4 を積分して離散化した、以下の数 5、数 6 式を用いる。

【 0 0 6 3 】

【数 5】

$$\frac{P_m}{T_m}(k) = \frac{P_m}{T_m}(k-1) + \Delta t \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) - m_c AVE(k-1))$$

30

【 0 0 6 4 】

【数 6】

$$P_m(k) = P_m(k-1) + \Delta t \kappa \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) T_a - m_c AVE(k-1) T_m(k-1))$$

40

【 0 0 6 5 】

ここで、添字 k は今回計算実行時の値を、 $k-1$ は前回計算実行時の値を表し、 Δt は離散化する際の差分時間（例えば 8 m s 程度のメッシュ）を表している。また、数 5、数 6 式における $m_c AVE$ は：後述する筒内吸気流量 m_c の吸気行程 1 サイクル分にわたる時間平均値である。

【 0 0 6 6 】

吸気管温度 T_m は、数 5 より求めた P_m / T_m と、数 6 から求めた P_m とを用いて $T_m =$ 50

$P_m / (P_m / T_m)$ として算出される。

(3) 吸気弁モデル

吸気弁モデルは、図4に示すように吸気弁32を通過する吸気流を表すモデルであり、基本的にはスロットル弁モデルと同様に絞り（吸気弁開口面積）を通過する吸気流として表される。

【0067】

従って、吸気弁モデルは前述のスロットル弁モデル（数1、数2）と同様に下記の数7、数8の式で表される。

【0068】

【数7】

10

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_m \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_m} \left[\left(\frac{\kappa}{\kappa+1} \right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_m} - \frac{1}{\kappa+1} \right)^2 \right]}$$

【0069】

【数8】

20

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_c} \left[\left(\frac{\kappa}{\kappa+1} \right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_c} - \frac{1}{\kappa+1} \right)^2 \right]}$$

【0070】

ここで、 m_c は吸気弁を通過する吸気流量、すなわち気筒内に単位時間内に充填される吸気量、 P_m 、 T_m は吸気管圧力及び温度、 P_c 、 T_c はシリンダ内圧力及び温度である。また、 $C_{iv}(L)$ は流量係数であり、吸気弁のリフト量 L の関数、 $A_{iv}(L)$ は吸気弁32の開口面積であり、同様にリフト量 L の関数となる。

30

【0071】

本実施形態では、積値 $C_{iv}(L) \cdot A_{iv}(L)$ の値は各 L の値に対して計算され、数値テーブルの形でECU80のROM82に格納されている。

スロットル弁モデル（数1、数2）と同様に数7は吸気管圧力 P_m がシリンダ内圧力 P_c より大きく、気筒内に吸気が流入している場合を、数8は P_m が P_c より小さく気筒内から吸気が吸気管に逆流している場合を、それぞれ表している。

【0072】

数7、数8に示すように、本実施形態の吸気弁モデルは、吸気管圧力 P_m 、シリンダ内圧力 P_c 、吸気管内温度 T_m またはシリンダ内温度 T_c 、及び吸気弁リフト量 L を入力として、吸気弁通過吸気流量 m_c を出力する。

40

前述の吸気管モデル計算式数5、数6で使用される平均吸気流量 $m_c AVE$ は、数7、数8で算出される吸気弁通過空気流量 m_c 吸気行程全体にわたって積分した値 M_c を、をクランク角 180° に相当する時間 $T(180CA)$ で除した値である。

【0073】

すなわち、 $m_c AVE = M_c / T(180CA)$

(4) シリンダモデル

本実施形態のシリンダモデルは、図5に示すように基本的には体積 V_c （可変）の閉空間（ V_c はクランク角の関数）に吸気弁から単位時間当たり流量 m_c 、温度 T_m の吸気が流入するモデルとして表されるが、吸気弁開弁中に排気ポートから排気弁を通過してシリン

50

ダ内に逆流する排気の流れを考慮して、吸気弁からの吸気流以外に流量 m_e 、温度 T_e の排気が流入するモデルとして与えられる。

【0074】

すなわち、本実施形態のシリンダモデルでは、 m_c 、 m_e 、 T_m 、 T_e （及びクランク角）を入力とし、シリンダ内圧力 P_c 、温度 T_c 及び吸気行程中に筒内に充填された吸気の総量 M_c を出力する。

【0075】

シリンダモデルは、基本的にはエネルギー保存則に基づく下記数9で表される。

【0076】

【数9】

10

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{\kappa R T_m}{V_c} \cdot m_c + \frac{\kappa R T_e}{V_c} \cdot m_e - \frac{\kappa P_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{dt} + (\kappa - 1) \frac{Q_w}{V_c}$$

【0077】

ここで、 Q_w はシリンダ壁面、吸気ポート壁面などから吸気に与えられる熱量である。

【0078】

また、シリンダ内温度 T_c は、気体の状態方程式から下記数10で表される。

20

【0079】

【数10】

$$T_c = (P_c \cdot V_c) / (M_{c1} \cdot R)$$

【0080】

ここで、 M_{c1} は吸気弁開弁時からの充填吸気量であり、吸気弁開弁時から現在（ T_c 計算時）までの吸気弁と排気弁からの流入気体流量（ $m_c + m_e$ ）の積分値として与えられる。

30

【0081】

上記数9は、このままの形ではE C U 8 0で演算を行うことができないため、離散化形式に直し、以下の数11の形で使用する。

【0082】

【数11】

$$P_c(t + \Delta t) = P_c(t) + \left(\frac{\kappa R T_m(t)}{V_c(t)} \cdot m_c(t) - \frac{\kappa R T_e(t)}{V_e(t)} \cdot m_e(t) - \frac{\kappa P_c(t)}{V_c(t)} \cdot \frac{dV_c(t)}{dt} + \frac{k-1}{V_c(t)} Q_w(t) \right) \cdot \Delta t$$

10

20

30

【 0 0 8 3 】

なお、数 1 1 における Δt は数 9 を離散化する際の差分時間（シリンダモデルでは吸気管モデルの場合に較べて Δt は短く設定され、例えば 1 m s 程度のメッシュに設定される）である。

40

【 0 0 8 4 】

また、排気弁通過流量 m_e は、次に説明する排気弁モデルにより求められる。

（ 5 ） 排気弁モデル（図 7、M 5 0）

排気弁モデルは吸気弁モデルと同様に、排気ポートの圧力と温度、 P_e 、 T_e 及びシリンダ圧力と温度 P_c 、 T_c とクランク角を入力として排気弁通過流量 m_e を出力するモデルである。

【 0 0 8 5 】

図 6 は、排気弁モデルを示す。図 6 に示すように排気弁モデルは基本的には吸気弁モデルと同一であり、排気弁通過流量は数 1 2 または数 1 3 で与えられる。

50

【 0 0 8 6 】

【 数 1 2 】

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_e \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_e}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_e} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

【 0 0 8 7 】

【 数 1 3 】

10

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_c \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

数 1 2 は、排気ポートからシリンダ内に排気が逆流する場合（すなわち、シリンダ内圧力 P_c が排気ポート圧力 P_e より低い場合）、数 1 3 はシリンダから排気ポートに排気が流れる場合（ P_c が P_e より高い場合）をそれぞれ示している。なお、 $C_{ev}(L)$ 、 $A_{ev}(L)$ はそれぞれ排気弁 3 5 の流量係数と開口面積であり、ともに排気弁のリフト量 L の関数となる。

20

【 0 0 8 8 】

なお、本実施形態では、排気ポート圧力 P_e と排気温度 T_e は排気ポートに設けた排気圧センサと排気温度センサ（図示せず）により検出されるが、排気系の圧損は比較的小さいため、排気圧センサで排気圧を検出する代わりに P_e を近似的に大気圧に等しいと仮定して演算を行うことも可能である。

また、同様に排気温度 T_e はシリンダ内気体温度と略等しいため、排気温度 T_e についても排気温度センサを設けることなくシリンダ内温度 T_c で代用するようにしても良い。

30

【 0 0 8 9 】

図 7 は、上記に説明したスロットル弁モデル、吸気管モデル、吸気弁モデル、シリンダモデルと排気弁モデルから構成されるエアモデル全体を示すブロック線図である。図 6 を用いて、各モデル要素のモデル計算式、入力と出力、各モデル要素間の関係及び筒内充填吸気量 M_c の算出過程等について再度まとめておく。

【 0 0 9 0 】

(A) スロットル弁モデル（図 7、M 1 0）

(1) 計算式

【 0 0 9 1 】

【 数 1 4 】

40

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_a \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_a}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_a} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

【 0 0 9 2 】

【 数 1 5 】

$$m_t = C_t(\theta_t) A_t(\theta_t) P_m \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_m} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

【 0 0 9 3 】

(2) 入力

- ・スロットル弁開度 θ_t
- ・大気圧 P_a (大気圧センサ 6 3 出力)
- ・大気温度 T_a (吸気温度センサ 6 2 出力)
- ・吸気管圧力 P_m
- ・吸気管温度 T_m (数 1 5 (逆流時) の場合)

10

(3) 出力

- ・スロットル弁通過吸気流量 m_t
- (B) 吸気管モデル (図 7 、 M 2 0)

(1) 計算式

【 0 0 9 4 】

【 数 1 6 】

20

$$\frac{P_m}{T_m}(k) = \frac{P_m}{T_m}(k-1) + \Delta t \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) - m_{cAVE}(k-1))$$

【 0 0 9 5 】

【 数 1 7 】

30

$$P_m(k) = P_m(k-1) + \Delta t \kappa \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) T_a - m_{cAVE}(k-1) T_m(k-1))$$

【 0 0 9 6 】

【 数 1 8 】

40

$$T_m(k) = \frac{P_m(k)}{\frac{P_m}{T_m}(k)}$$

【 0 0 9 7 】

(2) 入力

- ・スロットル弁通過吸気流量 $m_t(k-1)$
- ・吸気弁通過吸気流量 (平均値) $m_{cAVE}(k-1)$
- ・ $P_m(k-1)$ 、 $T_m(k-1)$ 、 $(P_m / T_m)(k-1)$

50

(3) 出力

・吸気管圧力 P_m (k)

・吸気管温度 T_m (k)

(C) 吸気弁モデル (図7、M30)

(1) 計算式

【0098】

【数19】

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_m \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_m} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

10

【0099】

【数20】

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_c} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

20

【0100】

(2) 入力

・吸気管圧力 P_m

・吸気管温度 T_m

・シリンダ圧力 P_c

・シリンダ内温度 T_c (数20 (逆流時) の場合)

・バルブリフト量 L (クランク角から算出)

(3) 出力

吸気弁通過吸気流量 (瞬時値) m_c

・吸気弁通過吸気流量 $m_c AVE$ (平均値)

(D) シリンダモデル (図7、M40)

(1) 計算式

【0101】

【数21】

30

$$P_c(t + \Delta t) = P_c(t) + \left(\frac{\kappa R T_m(t)}{V_c(t)} \cdot m_c(t) - \frac{\kappa R T_e(t)}{V_e(t)} \cdot m_e(t) - \frac{\kappa P_c(t)}{V_c(t)} \cdot \frac{dV_c(t)}{dt} + \frac{k-1}{V_c(t)} Q_w(t) \right) \cdot \Delta t$$

10

20

30

【 0 1 0 2 】

【 数 2 2 】

40

$$T_c = (P_c \cdot V_c) / (M_c \cdot R)$$

【 0 1 0 3 】

(2) 入力

- ・ シリンダ容積 V_c (クランク角から算出)
- ・ 吸気弁通過吸気量 (瞬時値) m_c
- ・ 吸気管内温度 T_m

50

- ・排気弁通過吸気量 m_e
- ・排気温度 T_e
- (3) 出力
- ・シリンダ圧力 P_c
- ・シリンダ内温度 T_c
- ・筒内充填吸気量 M_c
- (E) 排気弁モデル (図7、M50)
- (1) 計算式
- 【0104】
- 【数23】

10

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_e \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_e}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_e} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

- 【0105】
- 【数24】

20

$$m_e = C_{ev}(L) \cdot A_{ev}(L) \cdot P_c \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

- 【0106】
- (2) 入力
- ・排気管圧力 P_e
- ・排気管温度 T_e
- ・シリンダ圧力 P_c
- ・シリンダ内温度 T_c (数24の場合)
- ・バルブリフト量 L (クランク角から算出)
- (3) 出力

30

排気弁通過吸気流量 (瞬時値) m_e

上述のように、スロットル弁モデルと排気弁モデル以外のモデル、すなわち吸気管モデル、吸気弁モデル、シリンダモデルの入力はクランク角以外は全て他のモデルの出力値が使用できる。また、クランク角は機関回転数 N_E の関数として算出できる。

【0107】

更に、スロットル弁モデルの入力も、スロットル弁開度 $\theta(t)$ 、大気圧 P_a 、大気温度 T_a を除き、他のモデルの出力値が使用できる。そして、大気圧 P_a 、大気温度 T_a は短時間では変化しないため、略一定値と考えて良い。

40

従って、図7に示したエアモデルでは基本的にスロットル弁開度 $\theta(t)$ と機関回転数 N_E 、及び排気圧力 P_e 、温度 T_e が定まれば筒内充填吸気量 m_c を算出することができる。

【0108】

具体的には、例えば機関始動時には初期値として P_m 、 P_c を大気圧 P_a に、 T_m 、 T_c を大気温度 T_a に、また、流量 m_t 、 m_c は0にそれぞれ設定し、スロットル弁開度 $\theta(t)$ 及びクランク角を用いて上述の数14から24の計算を行う (P_e 、 T_e は実測値を使用する)。

50

そして、この結果得られた P_m 、 P_c 、 T_m 、 T_c 、 m_t 、 m_c 、 m_e 等の値を用いて数 14 から数 24 の次の計算を行う。そして、この計算を機関始動時から所定の間隔（例えば 8 ms 程度）でその時点における $\theta(t)$ 、 N_E の値と前回の計算で求めた P_m 、 t_m 、 m_t 、 m_c 、 m_e 等の値を用いて繰り返す。これにより、 P_m 、 t_m 、 m_t 、 m_c 等は計算開始後短時間で実際の値に収束し、実際の筒内充填吸気量に一致するようになるはずである。

【0109】

上記の従来のエアモデルでは、吸気弁モデル（図 4）において、シリンダから吸気ポートへの逆流が生じる場合（数 20）をも考慮した吸気量推定が行われているため、例えばバルブオーバーラップ量が大きくて多量の吹き返しが生じるような場合にも筒内充填吸気量は正確に推定されるはずである。

10

しかし、前述したように、実際には従来のエアモデルは吹き返し時の吸気ポートにおける局所的な圧力上昇を考慮していないために、吹き返し量が多い場合には特に筒内充填吸気量の推定精度が低下する問題が生じる。

【0110】

本発明では、上記従来のエアモデルに対して、吸気管と吸気ポートとを分けてモデル化し、吸気ポートモデルを用いて吹き返し発生時の吸気ポート圧力を吸気管圧力とは別個の値として算出することにより、筒内充填吸気量の推定精度を向上させている。

図 8 は、本実施形態のエアモデルの全体構成を説明する図 7 と同様なブロック図である。

【0111】

20

図 8 に示すように、本実施形態では吸気管モデル M20 と吸気弁モデル M30 との間に、吸気ポートモデル M25 が設けられている点が相違する。

吸気ポートモデル M25 の詳細については後述するが、本実施形態ではこの吸気ポートモデル M25 を用いて吸気ポート圧力 P_p を算出し、吸気弁通過流量 m_c を数 20 の代わりに次に示す数 25、数 26 を用いて算出するようにしている。ここで、数 25 は吸気ポートへの吹き返しが生じていない場合（すなわち、 $P_p \geq P_c$ の場合）、数 26 は吸気ポートに吹き返しが生じている場合（すなわち $P_p < P_c$ の場合）である。

【0112】

【数 25】

30

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_p \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_m}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_c}{P_p} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

【0113】

【数 26】

40

$$m_c = C_{iv}(L) A_{iv}(L) P_c \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R T_c}} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right)^2 - \left(\frac{P_p}{P_c} - \frac{1}{\kappa+1}\right)^2}$$

【0114】

ここで、後述するように本実施形態の吸気ポートモデル M25 ではシリンダからの吹き返しが生じている場合には、吸気管圧力 P_m とは別個に、 P_m より高い圧力として吸気ポート圧力 P_p を算出するが、吹き返しが生じていない場合には、吸気ポート圧力 P_p として

50

吸気管圧力 P_m と等しい値を使用し、吸気管圧力 P_p と別個に吸気ポート圧力 P_p を算出することは行わない。

【0115】

すなわち、図8のエアモデルは、シリンダからの吹き返しが生じていない場合には図7のモデルと同一になる。

これにより、吸気弁開弁開始時の吹き返し気流による吸気ポートの局所的な圧力上昇も吸気弁通過流量に正確に反映されるようになるため、バルブオーバーラップが大きい運転状態においても正確に筒内充填吸気量が算出されるようになる。

【0116】

図9は、本実施形態の吸気ポートモデルM25を用いた吸気弁通過流量算出操作の概略を示すフローチャートである。本操作は、ECU80により例えば1ms程度の比較的短い間隔で繰り返されるルーチンとして行われる。

図9の操作では、吸気ポートへの吹き返しが生じているか否かを判定し、吹き返しが生じている場合には、吸気ポートへの吹き返しによる吸気ポートの局所的な圧力上昇を加味した吸気ポート圧力を算出し、この吸気ポート圧力 P_p に基づいて吸気弁モデル計算式数26を用いて吸気弁通過流量を算出する。また、吹き返しが生じていない場合には、 $P_p = P_m$ 、 $T_p = T_m$ として、数25を用いて吸気弁通過吸気流量を算出する。この場合には数25は数20と同じ式になる。

【0117】

すなわち、図9においてステップ901では前回操作実行時に算出した吸気ポート圧力 P_p を用いて吸気弁通過吸気量 m_c を算出する。

そして、ステップ903では現在シリンダから吸気ポートへの吹き返しが生じているか否かを判定する。この判定は、前回算出した吸気ポート圧力 P_p が P_c より低くなっているか否かに基づいて判断しても良いが、単に圧力の比較のみで吹き返しの有無を判断したのでは吸気ポートの圧力脈動の影響による誤差が生じる場合がある。このため、本実施形態では $P_p \geq P_c$ の場合の吸気弁通過流量（数25）を正、 $P_p < P_c$ の場合の吸気弁通過流量（数26）を負の値として、数回分の吸気弁通過流量 m_c を積算し、この積算値が負の値になったときにはシリンダから吸気ポートへの吹き返しが発生していると判断するようにしている。

【0118】

ステップ903で、吹き返しが発生している場合、すなわちステップ901で算出した吸気弁通過吸気量 m_c の積算値が負の値であった場合には、ステップ907に進み、後述する吸気ポートモデル計算式に基づいて吸気ポート圧力 P_p を算出する。

また、ステップ903で吸気弁通過流量 m_c の積算値が正であった場合、すなわち吹き返しが生じていない場合には、吸気ポート圧力 P_p として前述の吸気管モデル計算式（数16から数18）で算出した吸気管圧力 P_m を設定して今回の操作を終了する。

【0119】

これにより、次の操作実行時には吹き返しが生じている場合には吸気ポートモデル計算式に基づいて算出した吸気ポート圧力を用いて、また吹き返しが生じていない場合には吸気管圧力を用いて吸気弁通過流量が算出されるため、吹き返しの影響を考慮した正確な吸気弁通過流量が算出される。

従って、正負を考慮して吸気弁通過流量を吸気行程1サイクルにわたって積算することにより、筒内に充填される新気の量 M_c が正確に算出されるようになる。

【0120】

次に、上記ステップ907の吸気ポート圧力 P_p 算出のために使用する吸気ポートモデルについて説明する。

本実施形態で 사용할 ことができる吸気ポートモデルは1つに限られるわけではなく、いくつかの吸気ポートモデルが使用可能である。以下に本実施形態で使用可能な吸気ポートモデルの例について説明するが、図9の操作では以下の吸気ポートモデルのうちいずれかに基づいて吸気ポート圧力が算出される。

10

20

30

40

【 0 1 2 1 】

(1) 第 1 の実施形態

図 1 0 は、本実施形態の吸気ポートモデルを模式的に示す図である。

本実施形態では、吹き返しが生じている場合には、吸気ポートを所定の仮想容積を有する閉空間と仮定し、この閉空間にシリンダからの吹き返し気体の全量が流入するとした場合の圧力上昇を求め、吸気管圧力にこの圧力上昇分を加えた圧力を吸気ポート圧力 P_p として使用する。

吹き返しにより、吸気弁開弁直後の短時間にシリンダから高速の気流が吸気ポートに流入すると、吸気ポートには流入する気体により局所的に圧力の上昇が生じる。この局所的な圧力上昇は流入する気体が高速であるほど、また、流量が大きいほど大きくなると考えられる。 10

【 0 1 2 2 】

そこで、本実施形態では吸気ポートが機関運転状態により定まる仮想の容積を有する閉空間（容器）であると仮定し、この閉空間に流入する吹き返し気流により生じる圧力上昇が吸気ポートの圧力上昇に等しいと仮定する。

今、吸気ポートの閉空間としての容積を V_p 、単位時間当たりの吹き返し流量、すなわち吹き返し時の吸気弁通過流量を m_c とすると、吹き返し気体の流入による吸気ポート P_p の単位時間当たり圧力変化 dP_p / dt は、状態方程式より次の数 2 7 で表される。

【 0 1 2 3 】

【 数 2 7 】

20

$$\frac{dP_p}{dt} \cdot V_p = m_c \cdot RT$$

【 0 1 2 4 】

ここで、 R は吹き返しガスの気体定数、また T_p は吸気ポート内の気体温度であり略シリンダ内の気体温度 T_c に等しいと考えられる。 30

従って、吹き返しによる吸気ポート圧力上昇幅 ΔP_p は吹き返し開始後の数 2 7 の積分値に等しくなり、 T_c の変化を無視すると次の数 2 8 で表される。

【 0 1 2 5 】

【 数 2 8 】

$$\Delta P_p = \frac{RT_c}{V_p} \int m_c \cdot dt$$

40

【 0 1 2 6 】

ここで、吸気弁通過流量 m_c の積分値は数 2 6 で算出される流量 m_c （吹き返し流量）を積算することにより求められ、吸気ポート圧力 P_p は、

$$P_p = P_m + \Delta P_p$$

として算出される。

【 0 1 2 7 】

図 9 ステップ 9 0 7 では、上記により吸気ポート圧力 P_p を算出する操作と、算出した P_p の値を用いて次回の吸気弁通過流量 m_c を算出する操作（図 9、ステップ 9 0 1）を逐次繰り返し替えることにより、吸気弁通過吸気量 m_c が正確に算出されるようになる。 50

なお、吸気ポートの仮想容積 V_p は予め実験結果に基づいて算出され、例えば機関回転数 N_E と機関 1 の吸気バルブタイミング V_T とを用いた数値マップとして ECU 80 の ROM 82 に格納されており、図 9 の操作実行毎に実際の機関回転数とバルブタイミングとに基づいて ECU 80 により読み出される。

【0128】

例えば機関の回転数が高くなるほど吹き返し気体の量は少なくなる。このため、仮想容積 V_p は回転数が増大するほど小さな値に設定される。また、バルブタイミングが進角するほど（バルブオーバーラップが大きいほど）吹き返し気体の量は増大するが吸気ポートの圧力上昇は吹き返し気体の量に対応して増大しない。

このため、このため、仮想容積 V_p は吸気弁のバルブタイミングが進角するほど大きな値に設定されている。 10

【0129】

(2) 第 2 の実施形態

上記第 1 の実施形態では、吸気ポートの仮想容積 V_p は機関運転状態（例えば機関回転数とバルブタイミング）とに応じて定まる一定値とされていた。

しかし、実際の運転では吸気ポートは閉空間ではなくサージタンクに接続されており、吸気ポートに流入した吹き返し流量の全量が吸気ポートにとどまるわけではない。流入した気体は、吸気ポートや吸気管内に存在する気体を圧縮しながら圧力波となって吸気ポート内をサージタンクに向かって進行する。

【0130】

20

そこで、本実施形態では吸気ポートの仮想容積が内部の圧力に応じて膨張すると仮定する。また、図 11 に示すように、吸気ポートの仮想容積の膨張の際には吸気ポート内の既存の気体との境界にばね定数 k のスプリング S と減衰定数 c のダッシュポット D で表される抵抗が生じ、この抵抗に抗して吹き返し気体が膨張すると仮定する。

【0131】

今、吸気ポートに流入する吹き返し気体の流量を m_c 、温度を T_c とすると、吸気ポートに流入する気体のエネルギー保存則は次の数 29 で表される。

【0132】

【数 29】

30

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{k-1} P_p \cdot V_p \right) = \frac{k}{k-1} R \cdot m_c \cdot T_c - \frac{dw}{dt}$$

【0133】

ここで、 W は吸気ポートに流入する吹き返し気体がする仕事であるが、この仕事を、図 11 に示すようにスプリング S とダッシュポット D とで付勢された仮想の可動境界壁 110 を押動する仕事として表すと次の数 30 を得る。

40

【0134】

【数 30】

$$\frac{dw}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} = \left(P_p \cdot A - \kappa \cdot \frac{V_p}{A} - C \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{V_p}{A} \right) \right) \frac{d}{dt} \left(\frac{V_p}{A} \right)$$

【0135】

50

ここで、 A はポート断面積（一定値）である。

数 3 0 の右辺を展開し、 $k/A = K$ 、 $c/A = C$ と置くと数 3 1 を得る。

【 0 1 3 6 】

【数 3 1】

$$\frac{dw}{dt} = P_p \cdot \frac{dV_p}{dt} - K \cdot V_p \cdot \frac{dV_p}{dt} - C \left(\frac{dV_p}{dt} \right)^2$$

10

【 0 1 3 7 】

従って、数 3 1 を数 2 9 に代入して数 3 2 を得る。

【 0 1 3 8 】

【数 3 2】

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_c}{V_p} \cdot m_c - \frac{k P_p}{V_p} \cdot \frac{dV_p}{dt} + \frac{k-1}{V_p} \left(K V_p \cdot \frac{dV_p}{dt} + C \left(\frac{dV_p}{dt} \right)^2 \right)$$

20

【 0 1 3 9 】

また、状態方程式から V_p 、 P_p 、 m_c の間に次の数 3 3 の関係が成立する。

【 0 1 4 0 】

【数 3 3】

$$V_p = \frac{RT_c}{P_p} \int m_c \cdot dt$$

30

【 0 1 4 1 】

更に、数 3 2 を離散化して表すと次の数 3 4 を得る。

【 0 1 4 2 】

【数 3 4】

$$P_p(t + \Delta t) = P_p(t) + \left(\frac{\kappa R T_c}{V_p} m_c(t) - \frac{\kappa P_p}{V_p(t)} \cdot \frac{dV_p(t)}{dt} + \frac{k-1}{V_p(t)} \right) K V_p(t) \cdot \frac{dV_p(t)}{dt} + C \left(\frac{dV_p(t)}{dt} \right)^2 \cdot \Delta t$$

10

20

30

【 0 1 4 3 】

吸気ポート圧力 P_p は、数 2 6 で算出される吸気弁通過流量 m_c (吹き返し流量) と数 3 3 とを用いて数 3 4 の逐次計算を行うことにより算出される。数 3 4 における定数 K 及び C は予め実験により機関回転数 N_E と吸気弁バルブタイミング V_T との関数として求められ、 N_E と V_T とを用いた数値マップとして E C U 8 0 の R O M 8 2 に格納されており、数 3 4 の演算毎に実際の機関回転数とバルブタイミングとに基づいてこのマップから読み出される。

40

これにより、更に正確に吹き返しによる吸気ポート圧力上昇を算出することが可能となり、筒内充填吸気量の算出精度が向上する。

【 0 1 4 4 】

(3) 第 3 の実施形態

上述の第 2 の実施形態では、図 1 1 の仮想の可動境界壁 1 1 0 のする仕事と、吸気ポートに流入する気体のエネルギー保存則に基づいて吸気ポート内圧力 P_p を算出したが、本実施

50

形態では計算を簡素化するために、図 1 1 の可動境界壁 1 1 0 の両側に作用する力の釣り合いについて考える。

【 0 1 4 5 】

図 1 1 の可動壁 1 1 0 の左側（吸気管側）には吸気管圧力 P_m と、スプリング S とダッシュポット D とによる力 F が作用しており、可動壁 1 1 0 の右側（吸気ポート側）には吸気ポート圧力 P_p が作用しているのであるから、 $\Delta P_p = P_p - P_m$ と置くと $\Delta P_p \times A = F$ となる。ここで、 A は可動壁 1 1 0 の面積（吸気ポートの断面積）、 F はスプリング S とダッシュポット D とによる付勢力の合計でありスプリング S のばね定数 k とダッシュポット D の減衰定数 c を用いて次の数 3 5 で与えられる。

【 0 1 4 6 】

【数 3 5】

10

$$F = k \cdot \left(\frac{V_p}{A} \right) + C \left(\frac{dV_p}{dt} \right)$$

【 0 1 4 7 】

数 3 5 と上記 $\Delta P_p \times A = F$ とを用いて、 $K = k / A^2$ 、 $C = c / A^2$ と置くと数 3 6 を得る。

【 0 1 4 8 】

【数 3 6】

20

$$\Delta P_p = K \cdot V_p + C \cdot \frac{dV_p}{dt}$$

【 0 1 4 9 】

また、 V_p と dV_p / dt とは、それぞれ数 3 7 と数 3 8 とで表される。

【 0 1 5 0 】

【数 3 7】

30

$$V_p = \frac{RTc}{P_p} \int mc \cdot dt$$

40

【 0 1 5 1 】

【数 3 8】

$$\frac{dV_p}{dt} = \frac{RTc}{P_p} \cdot mc$$

【0152】

ΔP_p は吹き返し気体の流入による吸気ポートの局所的圧力上昇幅であるため、吸気ポート圧力 P_p は、となる。

従って、 ΔP_p はまず、吸気弁開弁時の初期値として $P_p = P_m$ 、 $V_p = 0$ とおいて、数25で算出される吸気弁通過流量 m_c (吹き返し流量) を用いて数38からを求め、これを数36に代入して ΔP_p を求め、更に $P_p = P_m + \Delta P_p$ から P_p を求める。そして、求めた P_p の値を用いて数25で m_c を求め、この m_c 及びその積算値を用いて数37、数38とから V_p と dV_p/dt とを算出し、数36に代入することにより ΔP_p を求める操作を繰り返す逐次計算により算出することができる。

【0153】

(4) 第4の実施形態

10

次に、吸気ポートモデルの第4の実施形態について説明する。

本実施形態では、吹き返しが発生した時の吸気ポート圧力 P_p は、吹き返し気流の吸気弁を含む仮想の管路通過時の圧損により定まると仮定する。

【0154】

ここで、管路通過時の気体流速を u とすると圧損 ($P_c - P_p$) は u^2 の関数となり、次の数39で表される。

【0155】

【数39】

20

$$(P_c - P_p) = \frac{1}{2} \rho u^2 + f(u^2)$$

【0156】

ここで、数39右辺第一項の ρ は吹き返し気体の密度であり、シリンダ内圧力 P_c と温度 T_c との関数となる。

【0157】

また、数39右辺第二項は、数40のように表される。

30

【0158】

【数40】

$$f(u^2) = \alpha \cdot \frac{l}{d} \cdot u^2$$

【0159】

40

ここで α は定数、 l 、 d はそれぞれ吸気弁を含む仮想の流路の長さ、と直径とであり、吸気弁のリフト L の関数となる。 α 、 l 、 d の値については、予め実際の機関を用いた実験により求めてあり、ECU80のROM82に格納してある。

【0160】

また、 P_c 、 T_c はシリンダモデル (図7、M40) で算出した値を使用する。これにより、吸気ポート圧力 P_p は、次の数41により算出される。なお、数39から、吹き返しによる吸気ポート圧力上昇分 ΔP_p は、 $\Delta P_p = P_p - P_m = P_c - P_m - (\rho u^2 / 2) - \alpha (l / d) u^2$ と表すこともできる。

【0161】

【数41】

50

$$P_p = P_c - \frac{1}{2} \rho u^2 - f(u^2)$$

【0162】

すなわち、本実施形態では、シリンダモデル（図7、M40）、吸気弁モデル（図7、M30）を用いて算出した m_c 、 P_c 、 T_c を用いて ρ 、 u を算出し、数41を用いて吸気ポート圧力 P_p を算出し、次の m_c 、 P_c 、 T_c を算出する操作を繰り返すことにより、吹き返しによる吸気ポート圧力の局所的上昇が吸気弁通過流量 m_c に反映され、筒内充填吸気量の算出精度が向上する。

【0163】

（5）第5の実施形態

次に吸気ポートモデルの第5の実施形態について説明する。

図12は、本実施形態の吸気ポートモデルを模式的に示す。図12に示すように、本実施形態では吸気弁から吸気ポートに流入した吹き返し気体の一部が絞り120を通過して吸気管に流出すると仮定する。

【0164】

今、吸気管圧力 P_m 、吸気ポート圧力 P_p 、吸気ポート温度 T_p 、吸気ポート容積 V_p 、吸気弁通過流量（吹き返し流量） m_c 及び絞り120を通過して吸気ポートから吸気管に流入する気体流量 m_p を用いて気体の状態方程式より数42を得る。

【0165】

【数42】

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{RT_p}{V_p} (m_c - m_p)$$

【0166】

また、絞り120を通過する流量 m_p は P_m 、 P_p 、 T_p 及び吹き返し気体の比熱比 κ とを用いて絞り通過流量の計算式数43、数44により算出される。

【0167】

【数43】

$$m_p = C_p \cdot A_p \frac{P_p}{\sqrt{RT_p}} \cdot \Phi \left(\frac{P_m}{P_p} \right)$$

【0168】

【数44】

10

20

30

40

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_p}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_m}{P_p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_m}{P_p}\right)^{\frac{k+1}{k}} \dots \left(\frac{P_m}{P_p} \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ のとき} \right\}} \\ \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \dots \left(\frac{P_m}{P_p} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ のとき} \right) \end{cases}$$

10

【0169】

ここで数43の C_p は絞り部の流量係数、 A_p は仮想絞り120の開口面積であり、機関の運転状態（機関回転数 N_E と吸気弁バルブタイミング V_T ）に応じて定められる。

【0170】

ここで、吹き返し気体温度 T_p は略シリンダ内気体温度 T_c に等しいと仮定して数42を離散形式に書きなおすと数45を得る。

20

【0171】

【数45】

$$P_p(t + \Delta t) = P_p(t) + \frac{RT_c}{V_p} (m_c - m_p) \cdot \Delta t$$

【0172】

30

本実施形態では、吹き返し発生時に $P_p = P_m$ 、 $m_p = 0$ を初期値として、数26を用いて吸気弁モデルから吸気弁通過流量 m_c を算出し、この m_c を用いて数45から吸気ポート圧力 P_p を算出する。更に、次回からはこの算出した P_p を用いて数26から m_c を、数43から m_p をそれぞれ算出し、これらを用いて数45から吸気ポート圧力 P_p を算出する操作を繰り返す。これにより、吸気ポートへの吹き返しによる圧力の局所的上昇が吸気ポート圧力 P_p に正確に反映され、筒内充填吸気量の算出精度が向上する。

【0173】

(6) 第6の実施形態

本実施形態では、吸気弁開弁後の吸気ポート圧力上昇を正弦関数で近似する。実際の運転においては、吸気弁開弁後の吸気ポート圧力上昇は当然ながら必ずしも正弦波にはなっていない。しかし、吹き返しが問題になるのは吸気弁開弁開始時後の極めて短い時間であるため、圧力上昇を正弦関数で近似しても大きな誤差は生じない。

40

【0174】

本実施形態では、吸気弁開弁後の圧力上昇 $\Delta P_p = P_p - P_m$ をクランク角 CA の正弦関数として数46で表す。

【0175】

【数46】

$$\Delta P_p = \begin{cases} a \sin(b \cdot CA - CA_{io}) \cdots CA - CA_{io} \leq \pi \\ 0 \qquad \qquad \qquad \cdots CA - CA_{io} > \pi \end{cases}$$

【0176】

ここで、 CA_{io} は吸気弁が開弁を開始するクランク角である。

【0177】

10

数46における正弦関数の振幅 a （最大圧力上昇幅）及び周期 b （圧力上昇期間）は、ともに吹き返し気体の流量に依存するため、バルブオーバーラップ量 OL と吸気圧 P_m と排気圧 P_e との比（ P_m/P_e ）との関数になり、数47、数48のように表すことができる。

【0178】

【数47】

$$a = f_1\left(\frac{P_m}{P_e}, OL\right) \doteq C_1(OL + C_2) \left\{ 1 - \left(\frac{P_m}{P_e} \right)^2 \right\}$$

20

【0179】

【数48】

$$b = f_2\left(\frac{P_m}{P_e}, OL\right) \doteq C_3(OL + C_4) \left\{ 1 - \left(\frac{P_m}{P_e} \right)^2 \right\}$$

30

【0180】

ここで、 C_1 から C_4 は定数であり、実際の機関を用いた実験により予め定められる。

【0181】

図13は、数46から48を用いて算出した吸気ポート圧力上昇幅 ΔP_p の一例を示す図である。図2においてカーブ $VT40$ 、 $VT20$ 、 $VT0$ は、それぞれ吸気弁開弁クランク角（数46の CA_{io} ）が上死点前（ $BTD C$ ）40度、20度、0度の場合を示している。

40

なお、数46の関数の振幅 a 及び周期 b は数47及び数48のように数式を用いて表す代わりに OL と（ P_m/P_e ）とを引数とする数値マップの形で予め $ECU80$ の $ROM82$ に格納しておくようにしても良い。

【0182】

本実施形態では、吸気弁開弁後の吸気ポート圧力上昇幅 ΔP_p を正弦関数と仮定して数46の形に表すことにより、簡易かつ正確に吹き返し発生時の吸気ポート圧力上昇を算出することが可能となり、筒内充填吸気量の算出精度を向上させることが可能となっている。

【0183】

【発明の効果】

各請求項に記載の発明によれば、吸気弁モデル計算式に基づいて吸気弁通過吸気流量を算

50

出し、算出した吸気弁通過吸気流量を用いて筒内充填吸気量を算出する場合に、吸気ポートの圧力を考慮することにより正確にシリンダから吸気ポートへの吹き返し流量を算出することができ、筒内充填吸気量の算出精度を向上させることが可能となる共通の効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

- 【図1】本発明を火花点火式機関に適用した場合の実施形態の概略構成を示す図である。
【図2】スロットル弁モデルを説明する図である。
【図3】吸気管モデルを説明する図である。
【図4】吸気弁モデルを説明する図である。
【図5】シリンダモデルを説明する図である。
【図6】排気弁モデルを説明する図である。
【図7】従来技術におけるエアモデルの全体を示すブロック図である。
【図8】吸気ポートモデルを持ちたいエアモデル全体を示すブロック図である。
【図9】図8のエアモデルにおける吸気弁通過流量算出操作を説明するフローチャートである。

10

- 【図10】吸気ポートモデルの第1の実施形態を説明する図である。
【図11】吸気ポートモデルの第2の実施形態を説明する図である。
【図12】吸気ポートモデルの第5の実施形態を説明する図である。
【図13】吸気ポートモデルの第6の実施形態を用いて算出した吸気ポート圧力上昇の変化の一例を示す図である。

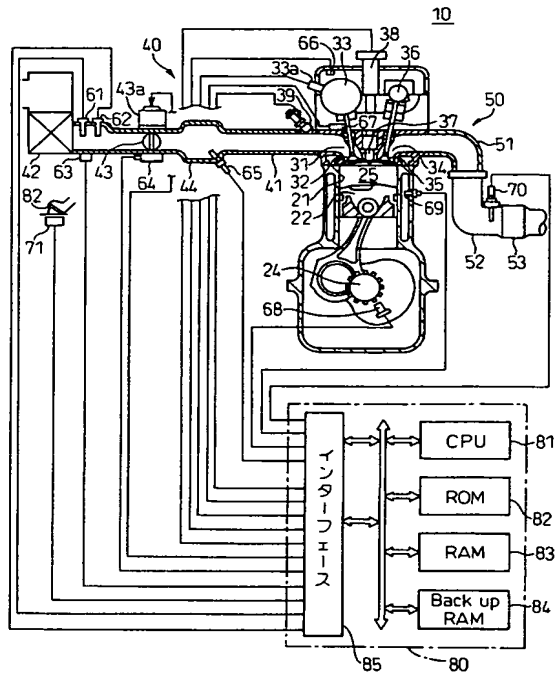
20

【符号の説明】

- 10…内燃機関全体
80…電子制御ユニット（ECU）
M10…スロットル弁モデル
M20…吸気管モデル
M25…吸気ポートモデル
M30…吸気弁モデル
M40…シリンダモデル
M50…排気弁モデル

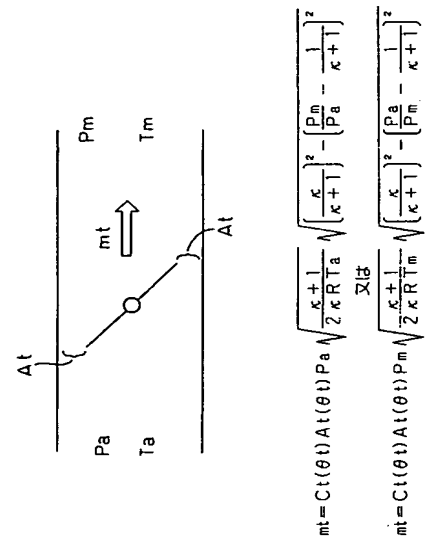
【図 1】

図 1



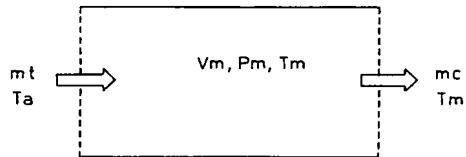
【図 2】

図 2



【図 3】

図 3



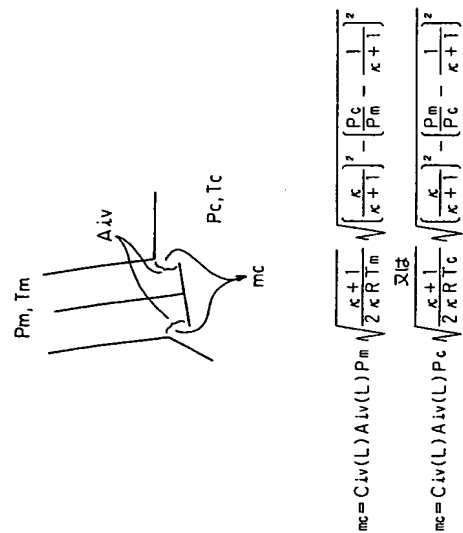
$$\frac{P_m}{T_m}(k) = \frac{P_m}{T_m}(k-1) + \Delta t \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) - m_c A V E(k-1))$$

$$P_m(k) = P_m(k-1) + \Delta t \kappa \frac{R}{V_m} (m_t(k-1) T_a - m_c A V E(k-1) T_m(k-1))$$

$$T_m(k) = \frac{P_m(k)}{\left(\frac{P_m}{T_m}(k) \right)}$$

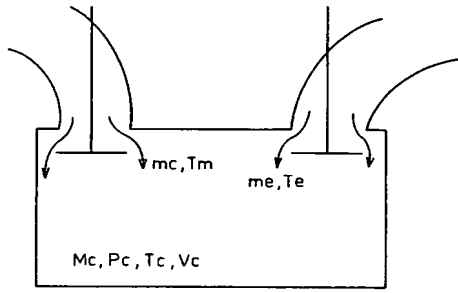
【図 4】

図 4



【図 5】

図 5



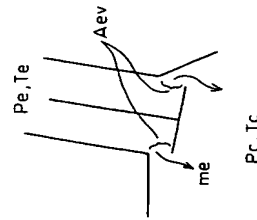
$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{\kappa R T_m}{V_c} mc + \frac{\kappa R T_e}{V_c} me - \frac{\kappa P_c}{V_c} \frac{dV_c}{dt} + (\kappa - 1) \frac{Q_w}{V_c}$$

及び

$$T_c = (P_c \cdot V_c) / (Mc \cdot R)$$

【図 6】

図 6



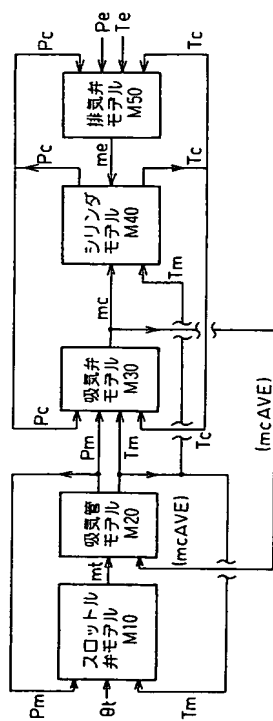
$$mc = C_{ev}(L) A_{ev}(L) P_e \sqrt{\left[\frac{\kappa + 1}{2 \kappa R T_e} \right] \left[\left(\frac{P_c}{P_e} - \frac{1}{\kappa + 1} \right)^2 \right]}$$

又は

$$mc = C_{ev}(L) A_{ev}(L) P_c \sqrt{\left[\frac{\kappa + 1}{2 \kappa R T_c} \right] \left[\left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{1}{\kappa + 1} \right)^2 \right]}$$

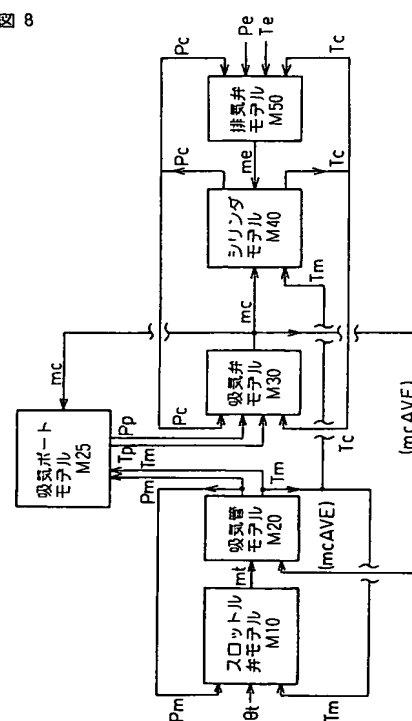
【図 7】

図 7



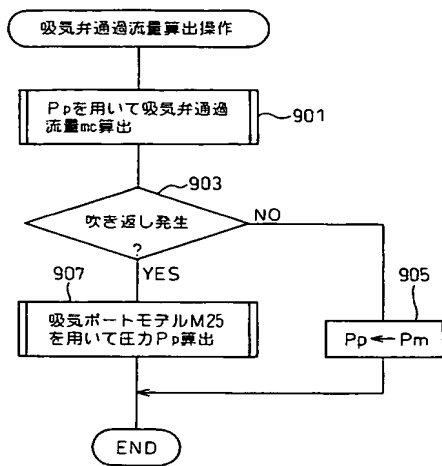
【図 8】

図 8



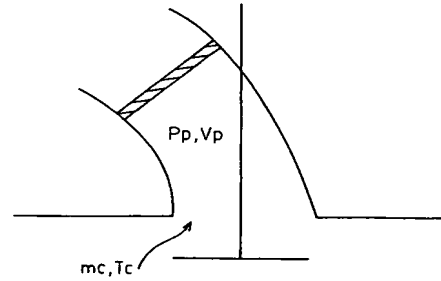
【図 9】

図 9



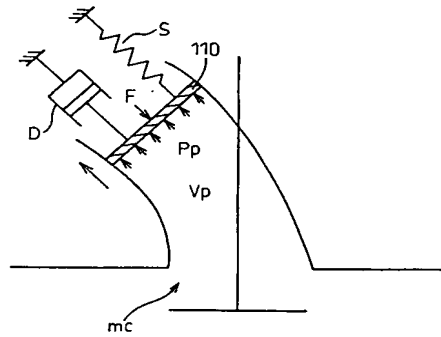
【図 10】

図 10



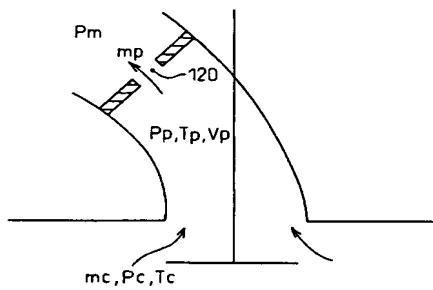
【図 11】

図 11



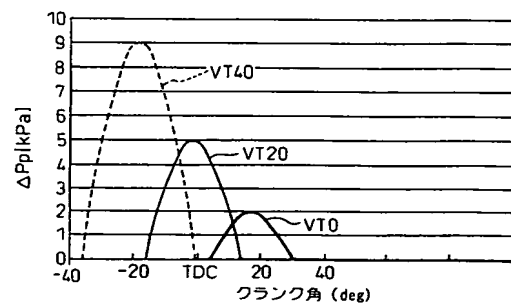
【図 12】

図 12



【図 13】

図 13



フロントページの続き

(72)発明者 小西 正晃

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 加藤 潤司

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 4 1 番地の 1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 苗村 善一

愛知県豊田市豊栄町 2 丁目 8 8 番地 株式会社トヨタテクノサービス内

F ターム(参考) 3G084 BA04 BA05 BA23 CA04 DA04 DA10 DA25 EB01 FA00 FA01

FA02 FA08 FA10 FA20 FA21 FA27 FA33 FA38

3G301 JA00 LA01 LA07 MA12 NA09 PA04Z PA09Z PA10Z PA11Z PD11Z

PD14Z PE01Z PE03Z

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record.**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.